



T.C.

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**HELİSEL DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA PROFİL KAYDIRMANIN
ETKİSİNİN ANALİTİK VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

İlhan YILMAZ

Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2013

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

İlhan YILMAZ tarafından hazırlanan “Helisel Dişli Çark Mekanizmalarında Profil Kaydırmanın Etkisinin Analitik ve Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE İmza

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı

Üye : Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR İmza

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Makina Mühendisliği Bölümü
Konstrüksiyon ve İmalat Anabilim Dalı

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ İmza

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü
Taşıt Tasarım Anabilim Dalı

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Kadri ARSLAN

Enstitü Müdürü

08/02/2013

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

08/02/2013

İmza

İlhan YILMAZ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

HELİSEL DİŞLİ ÇARK MEKANİZMALARINDA PROFİL KAYDIRMANIN
ETKİSİNİN ANALİTİK VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

İlhan YILMAZ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE

Bu çalışmada profil kaydırmanın silindirik dişli çark mekanizmalarına etkisi analitik ve sayısal yöntemlerle incelenmiştir.

Önce konu ile ilgili literatür araştırması yapılmıştır. Dişli çarklar ve analitik hesaplama yöntemleri hakkında bilgiler verilmiştir.

Sayısal hesaplamalar ve dişli çarkların bilgisayar simülasyonu için matematik modeller hazırlanmıştır.

Bir örnek üzerinde farklı oranlarda profil kaydırarak, oluşturulan excel programı ile analitik hesaplamaları yapılmıştır. Aynı örneğin, ANSYS 14.5 analiz programı kullanılarak sayısal hesaplamaları da yapılmıştır.

Analitik ve sayısal hesaplama sonuçları, profil kaydırma oranına göre karşılaştırılmıştır. Ayrıca her iki metot sonuçları profil kaydırma oranına göre kendi içerisinde de karşılaştırılmıştır.

Ayrıca farklı yazarların modül hesaplama bağıntıları da analiz edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: silindirik dişli çarklar, modül hesaplama bağıntısı, diş dibi gerilmesi, yüzey basıncı, sonlu elemanlar analizi, dişli çark gerilme analizi, ANSYS

2013, x + 96 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

**INVESTIGATION OF THE EFFECT OF PROFILE SHIFTING IN HELICAL GEAR
MECHANISMS WITH ANALYTICAL AND NUMERICAL METHODS**

İlhan YILMAZ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Gültekin KARADERE

In this thesis, the effect of profile shifting in cylindrical gear mechanism was investigated with numerical and analytical calculations.

Firstly the literature on the subject was followed. The general information about gears and analytical calculation methods were given.

The mathematical model was designed as per numerical calculation and gear computer simulation.

Analytical calculations were made with an excel program which was designed with various ratios profile shifting for one example. For the same example, by using ANSYS 14.5, analytical calculations were verified.

Analytical and numerical calculation results were compared according to profile shifting ratios. Also the results of both methods were compared within its own according to profile shifting ratio.

Furthermore, different module calculation equations of different scientist were also analyzed.

Key words: cylindrical gears, module calculation equation, tooth root stress, surface pressure, finite element analysis, gear stress analysis, ANSYS

2013, x + 96 pages

ÖNSÖZ

Yüksek lisans öğrenimim boyunca teşvik ve desteklerini benden esirgemeyen AKYAPAK MAKİNA A.Ş.' ye, çalışmamı hazırladığım süre içerisinde bana her konuda yardımcı olan ve gerekli yönlendirmeleri yapan hocam Yrd. Doç. Dr. Gültekin KARADERE' ye ve bugünlere gelmemde büyük emeği olan aileme ve tüm hocalarıma teşekkürlerimi sunarım.

İlhan YILMAZ

08/02/2013

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
TABLolar DİZİNİ.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	4
3.1. Dişli Çarkların Temel Kavramları.....	4
3.1.1. Evolvent dişli profili.....	4
3.2. Dişli Çark Ana Boyutları.....	6
3.3. Dişli Çark Mekanizmasının Boyutları.....	11
3.3.1. Eş profiller.....	12
3.3.2. Yuvarlanma daireleri.....	13
3.3.3. Eksenler arası mesafe.....	14
3.3.4. Kavrama doğrusu ve açısı.....	15
3.4. Düzeltilmiş Dişli Çarklar ve Profil Kaydırma İşlemi.....	23
3.5. Düz ve Helisel Dişli Çarklar Arasındaki Hesaplama Farkları.....	35
3.6. Dişli Çarkların Mukavemet Bakımından İncelenmesi.....	37
3.6.1. Dişli çarkların mukavemet hesaplamalarında kullanılan faktörler.....	37
3.6.1.1. Genişlik faktörü.....	37
3.6.1.2. İşletme faktörü.....	39
3.6.1.3. Kavrama faktörü.....	39
3.6.1.4. Dinamik ve hız faktörü.....	40
3.6.1.5. Yük dağılım faktörü.....	41
3.6.1.6. Form faktörü.....	42
3.6.1.7. Yüzey düzgünlüğü faktörü.....	43

3.6.1.8. Büyüklük faktörü	44
3.6.1.9. Çentik faktörü.....	44
3.6.1.10. Güvenilirlik faktörü.....	46
3.6.1.11. Ömür faktörü.....	46
3.6.1.12. Zorlanma faktörü.....	47
3.6.1.13. Emniyet katsayısı	47
3.6.1.14. Malzeme faktörü	47
3.6.1.15. Yuvarlanma noktası faktörü.....	48
3.6.1.16. Çevrim oranı faktörü.....	48
3.6.1.17. Helis açısı faktörü	48
3.6.1.18. Bölge faktörü.....	49
3.6.2. Dişli çark modülünün belirlenmesi	49
3.6.3. Dişli çarkların mukavemet hesabı.....	53
3.6.3.1. Diş kuvveti	53
3.6.3.2. Diş dibi gerilmesi	55
3.6.3.3. Yüzey basıncı hesabı.....	56
3.7. Sonlu Elemanlar Metodu	57
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI	59
4.1. Analitik Metotlar ile Çözüm	59
4.2. Sayısal Metotlar ile Çözüm.....	75
4.3. Modül Bağıntılarının İncelenmesi.....	81
5. SONUÇLAR VE YORUMLAR.....	87
5.1. Analitik Metot Sonuçları ve Yorumlar	87
5.2. Sayısal Metot Sonuçları ve Yorumlar.....	88
5.3. Analitik ve Sayısal Metot Sonuçlarının Karşılaştırılması.....	89
5.4. Modül Bağıntılarının İncelenmesi.....	91
KAYNAKLAR	93
EK 1 – Evolvent Fonksiyonu	95
ÖZGEÇMİŞ	96

SİMGELER DİZİNİ

d	:	Taksimât dairesi çapı, bölüm dairesi çapı	(mm)
d_b	:	Diş baş dairesi çapı	(mm)
d_t	:	Diş taban dairesi çapı	(mm)
d_g	:	Temel dairesi çapı	(mm)
z	:	Diş Sayısı	
i	:	Çevrim oranı	
i_{ger}	:	Gerçek çevrim oranı	
m, m_n	:	Normal modül	(mm)
m_a	:	Alın modül	(mm)
h	:	Diş yüksekliği	(mm)
h_b	:	Diş başı yüksekliği	(mm)
$h_ç$:	Diş çalışma yüksekliği	(mm)
h_t	:	Taban yüksekliği	(mm)
S	:	Diş kalınlığı	(mm)
S_B	:	Diş baş boşluğu	(mm)
S_T	:	Diş taban boşluğu	(mm)
S_k	:	Kavrama doğrusu doğrultuda meydana gelen boşluk	(mm)
S_y	:	Yuvarlanma doğrusu üzerinde meydana gelen eksenel boşluk	(mm)
l_o	:	Dişler arasındaki boşluk	(mm)
b	:	Diş genişliği	(mm)
v	:	Diş boyu kısaltma faktörü	
x	:	Profil kaydırma faktörü	
ε	:	Kavrama oranı	
ε_K	:	K mekanizmaları için kavrama oranı	
y	:	Diş yükseklik faktörü	
a	:	Eksenler arası mesafe	(mm)
α_0	:	Yan yüzey açısı	(°)
α	:	Yuvarlanma dairesine karşılık gelen basınç açısı & Kavrama açısı	(°)
β	:	Helis açısı	(°)
$ev\alpha$:	Evolvent fonksiyonu	
v	:	Çevresel hız	(mm/s)
ω	:	Açısal hız	(rad/s)
H	:	Helisel dişlilerde diş hatvesi	(mm)
F_n	:	Normal kuvvet	(N)
F_t	:	Teğetsel kuvvet	(N)
F_r	:	Radyal kuvvet	(N)
F_e	:	Eksenel kuvvet	(N)
σ_K	:	Standart deney çubuğu için kopma mukavemeti	(N/mm ²)

σ_D	:	Standart deney çubuğu için sürekli mukavemet sınırı	(N/mm ²)
σ_D^*	:	Makine elemanı için sürekli mukavemet sınırı	(N/mm ²)
M_b	:	Burulma momenti	(N.mm)
ψ	:	Genişlik faktörü	
K_A	:	İşletme faktörü	
K_e	:	Kavrama faktörü	
K_v	:	Dinamik ve hız faktörü	
K_m	:	Yük dağılım faktörü	
K_f	:	Form faktörü	
K_y	:	Yüzey düzgünlüğü faktörü	
K_b	:	Büyükük faktörü	
K_ζ	:	Çentik faktörü	
K_t	:	Teorik çentik faktörü	
q	:	Çentik hassasiyet faktörü	
K_R	:	Güvenirlilik faktörü	
K_L	:	Ömür faktörü	
K_Z	:	Zorlanma faktörü	
K_E	:	Malzeme faktörü	
K_α	:	Yuvarlanma noktası faktörü	
K_i	:	Çevrim oranı faktörü	
K_β	:	Helis açısı faktörü	
K_H	:	Bölge faktörü	

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Diş Profili.....	4
Şekil 2. Evolvent ve özellikleri	5
Şekil 3. Düz dişli çark geometrisine ait ana boyutlar.....	8
Şekil 4. Referans Profil	8
Şekil 5. Eş çalışan dişli çark mekanizması.....	11
Şekil 6. Reuleaux yöntemi ile eş profil çizimi	12
Şekil 7. Yuvarlanma Daireleri.....	14
Şekil 8. Evolvent dişlilerde eksenler arası uzunluğun değişmesi	15
Şekil 9. Kavrama doğrusu ve kavrama açısı	16
Şekil 10. Referans profilinin orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet olduğu durum	17
Şekil 11. Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olduğu durum.....	17
Şekil 12. Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olmadığı durum.....	18
Şekil 13. O, K-O ve K mekanizmaları	19
Şekil 14. Eş çalışan iki diş profilinin kavrama durumları.....	20
Şekil 15. Eş çalışan iki diş profilini teması	22
Şekil 16. İki dişli çarkın kavrama açısı arasındaki değişim	24
Şekil 17. Alttan kesme durumu.....	27
Şekil 18. Sivri tepe durumu.....	29
Şekil 19. Profil kaydırma durumu.....	30
Şekil 20. Sıfır mekanizmada diş boşluğu	31
Şekil 21. Profil kaydırma faktörlerinin kontrolü.....	33
Şekil 22. Profil kaydırma faktörlerinin seçimi (Hızlıdan yavaş).....	35
Şekil 23. Profil kaydırma faktörlerinin seçimi (Yavaştan hızlıya)	35
Şekil 24. Helisel dişli çarklarda alın ve normal eksenini	36
Şekil 25. Diş profili üzerine gelen yükleme dağılımı	40
Şekil 26. Çevre hızına göre dinamik faktör seçimi	40
Şekil 27. Form faktörü	42
Şekil 28. Yüzey düzgünlüğü faktörü.....	43
Şekil 29. Çentik hassasiyet faktörü	44
Şekil 30. Teorik çentik faktörü.....	45
Şekil 31. Geçiş yerindeki kavisin yarıçapı.....	46
Şekil 32. Normal kuvvet ve bileşenleri	53
Şekil 33. Toplam profil kaydırma oranına göre eksenler arası mesafe değişimi (Analitik)	71
Şekil 34. Toplam profil kaydırma oranına göre kavrama açısındaki değişim (Analitik).....	71

Şekil 35. Toplam profil kaydırma oranına göre kavrama oranındaki değişim (Analitik)	72
Şekil 36. Pinyonun profil kaydırma oranına göre pinyonun diş dibi gerilmesindeki değişim (Analitik)	73
Şekil 37. Çarkın profil kaydırma oranına göre çarkın diş dibi gerilmesindeki değişim (Analitik)	74
Şekil 38. Toplam profil kaydırma oranına göre yüzey basınç değişimi (Analitik).....	74
Şekil 39. Analizlerde kullanılan pinyon dişli geometrisi ($Z_p=16$, $m=5$, $\beta=15^\circ$)	75
Şekil 40. ANSYS SOLID186 eleman tipi.....	76
Şekil 41. Sıfır dişli için örnek sonlu elemanlar modeli.....	76
Şekil 42. Sınır şartları ve temas yüzeyleri.....	77
Şekil 43. Dişlere gelen kuvvetin ve mekanizmanın çıkış momentinin vektör gösterimi (0 dişli mekanizması için)	78
Şekil 44. Dişler üzerinde oluşan gerilme dağılımı (çift, pinyon, çark) (0 dişli mekanizması için)	79
Şekil 45. Farklı kaydırma oranlarında pinyon diş yüzeyi üzerinde oluşan basınç dağılımları	79
Şekil 46. Pinyonun profil kaydırma oranına göre pinyonun diş dibi gerilmesindeki değişim (Sayısal).....	80
Şekil 47. Çarkın profil kaydırma oranına göre çarkın diş dibi gerilmesindeki değişim (Sayısal).....	80
Şekil 48. Toplam profil kaydırma oranına göre yüzey basınç değişimi (Sayısal)	81
Şekil 49. Pinyonun diş dibi gerilmesinin analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması	90
Şekil 50. Çarkın diş dibi gerilmesinin analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması	90
Şekil 51. Yüzey basıncının analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması	91

TABLolar DİZİNİ

Tablo 1. Dişli çarklar için standart modül değerleri	7
Tablo 2. Kavrama açısına bağlı olarak en küçük diş sayısındaki değişme	25
Tablo 3. Diş dibi mukavemetinin kavrama açısı ile değişimi ($z=30$)	25
Tablo 4. Diş yükseklik faktörüne göre sınır diş sayısı ve kavrama oranı değişimi	26
Tablo 5. Yataklama durumuna göre genişlik faktörü seçimi	38
Tablo 6. İşlenme hassasiyetine göre genişlik faktörü seçimi	38
Tablo 7. Yataklama durumuna göre genişlik faktörü seçimi	38
Tablo 8. İşletme faktörü	39
Tablo 9. Helisel dişlilerde profil kavrama oranı	39
Tablo 10. Yük dağılım faktörü ($HB \geq 3500 \text{ N/mm}^2$ ve 8. Kalite dişli için)	41
Tablo 11. Form faktörü	43
Tablo 12. Güvenilirlik faktörü	46
Tablo 13. Ömür faktörü.....	47
Tablo 14. Malzeme faktörü	48
Tablo 15. Helis açısı faktörü	49
Tablo 16. Örnek problemin verileri	59
Tablo 17. Örnek problemin modül hesabı.....	64
Tablo 18. Profil kaydırılmış mekanizmaların analitik çözüm sonuçları	70
Tablo 19. Profil kaydırılmış mekanizmaların analitik çözüm sonuçları	72
Tablo 20. Profil kaydırılmış mekanizmaların sayısal çözüm sonuçları	78
Tablo 21. Modül bağıntılarının içerisinde bulunan parametreler.....	82
Tablo 22. Modül bağıntıları için kullanılacak 1. örnek problemin verileri.....	83
Tablo 23. Modül bağıntıları için kullanılacak 2. örnek problemin verileri.....	84
Tablo 24. 1. örnek problemin sonuçları	85
Tablo 25. 2. örnek problemin sonuçları	86

1. GİRİŞ

Dişli çarklar, cıvatalar ile beraber en eski makina elemanlarından. Dişlilerin bundan binlerce yıl önce Mezopotamya’da sulama tesislerinde kullanıldıkları bilinmektedir. Daha sonraları kum saatlerinde kullanılmışlardır. Romalılar döneminde iyice gelişen dişli çarkların, tahrik pim profilli dişlileri un değirmenlerinde kullanıldıkları bilinmektedir. Hatta bu pim profilli dişliler uzun zaman hiç değiştirilmeden çeşitli yerlerde kullanılmaya devam edilmiştir. Romalılar dişlilerin bronz veya demirden yapılmasının ömürlerini çok uzattığını bulmuşlar ve tahta yerine dişlileri bu malzemelerden yapmaya başlamışlardır.

17. yüzyılın sonlarına doğru episikloid profillerin bulunmasına ve daha avantajlı olduğu bilinmesine rağmen bir süre daha pim profilli dişliler kullanılmaya devam edilmiştir.

Buhar makinasının bulunmasıyla dişli çarklarda önemli gelişmeler yaşanmaya başlamıştır. Dişli çark mekanizmalarının büyük güç ve yüksek devir sayılarını daha az kayıpla iletmeleri için metal malzemelerden yapılmış sikloid profilli dişliler kullanılmaya başlanmıştır.

18. yüzyıl ortalarında ilk defa dişlileri standartlaştırma düşüncesi ortaya atılmıştır. Böylece bir dişlinin taksimat dairesinin yay boyu yani taksimat kavramı ortaya çıkmıştır. 1840 yılında “Willis” tarafından çıkarılan ilk dişli standardında diş üstü ve diş tabanı çapları belirlenmiştir. Hemen hemen aynı dönemde evolvent profiller ortaya çıkmıştır.

1874 yılında “Brown & Sharpe” firması tarafından diş açmak için kullanılabilecek freze takımı piyasaya çıkarılmıştır. 1899 yılında da “Fellow” dişli çark şeklindeki kesici bıçağı bulmuştur. Bu dönemlerde diş dibi alt sınırı henüz bilinmemektedir. İlk defa diş dibi alt sınırı 20. yüzyıl başlarında imalat esnasında pratik olarak bulunmuş ve sonrasında da teorisi geliştirilmiştir.

Otomobil endüstrisinin 20. yüzyıl başlarında seri imalata başlaması ile dişli çarklarda büyük gelişmeler yaşanmıştır. Dişli çarkların gelişmesi ve standartlaştırılması o dönemden günümüze kadar devam etmiştir (Kutay 2006).

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Litvin ve ark. (2003) profil kaydırılmış evolvent helisel dişliler için bilgisayar destekli tasarım, sonlu elemanlar ağı oluşturma ve gerilme analizleri ile ilgili yöntemler geliştirmişlerdir. Geliştirmiş oldukları yöntemleri evolvent helisel dişli çarkların klasik hesap yöntemleri ile sayısal örnek kullanarak karşılaştırmışlardır.

Fetvacı ve İmrak (2004) düz dişli çarkların temas simülasyonu için sonlu elemanlar modellemesinde dikkat edilmesi gereken hususlar üzerine çalışmıştır. Kavrama esnasındaki dişli çiftindeki diş dibi gerilmelerinin incelenmesine imkan sağlayan dişli çark sonlu elemanlar modeli elde edilmiş ve literatürdeki modeller ile karşılaştırılmıştır.

Karpat ve ark. (2004) yaptıkları çalışmada, evolvent profilli düz dişli çarkların farklı bir uygulaması olan asimetric profilli çarkların kullanılabilirliğini, sonlu elemanlar analizi yardımıyla araştırmışlardır. Çarkların diş dibi gerilmesi, kavrama oranı, kütle ve diş kuvvetleri gibi kriterler üzerinde durulmuş ve sayısal örnekler verilmiştir. Geliştirilen diş modeli kullanılarak sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve asimetric dişlilerin uygulamada alternatif olup olamayacakları araştırılmıştır.

Karpat (2005) “Asimetric evolvent dişe sahip düz dişli çarkların analizi” isimli doktora tezinin bir bölümünde asimetric profilli dişe sahip dişli çarklardan oluşan mekanizmalar ile profil kaydırmalı düz dişli çarklardan oluşan mekanizmaların yük taşıma açısından avantajları ve dezavantajlarını karşılaştırmıştır.

Yıldız (2005) düz dişli çark mekanizmaları üzerinde sonlu elemanlar metodu ile MSC Nastran analiz programını kullanarak gerilme analizleri yapmıştır. Lineer ve non-lineer olarak yapılan analizlerin sonuçlarını analitik yol ile bulunan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

Liu ve Parker (2008) dişli çarklarda profil kaydırmanın değişken sonlu elemanlar ağı ile modellenmiş¹ dişli çarkların titreşimine olan etkilerini araştırmışlardır. Non-lineer

¹ Değişken sonlu elemanlar ağı ile modellenmiş: Farklı boyutlardaki elemanlar kullanılarak, aynı geometrinin değişik eleman yoğunluğuna sahip birden çok sonlu elemanlar modeli oluşturulması. Çalışmada değişken sonlu elemanlar ağı oluşturmanın nedeni, eleman yoğunluğunun geometrinin rijitliğine etkisinin incelenmesidir.

analitik dişli modelinin profil kaydırma ve değişken sonlu elemanlar ağı rijitliğinin etkisi ile dinamik yük dağılımı incelenmiştir.

Başkal (2008) dişli sistemlerinin modül seçimlerinin genetik algoritma ile optimizasyonu üzerine çalışmıştır. Çalışmanın amacı minimum hacimde en iyiyi bulmaktır. Elde edilen sonuçlar analitik hesaplamalar ile karşılaştırılmıştır.

Simon (2009) yük dağılımı, maksimum diş temas basıncı ve iletim hataları esas alınan konik spiral dişliler için en uygun profil kaydırma değerinin belirlenmesi için bir yöntem geliştirmiştir.

Mallesh ve ark. (2009) asimetrik düz dişlilerin profil kaydırmaya bağlı olarak eğilme gerilmelerindeki etkilerini sonlu elemanlar metodu ile incelemiştir.

Erdin ve ark. (2010) bir diş çiftinin kavramaya başladığı andan itibaren kavramanın tamamlandığı ana kadar diş yüzeyinde oluşan gerilmelerinin profil kaydırmaya bağlı olarak değişimini Abaqus analiz programını kullanarak sonlu elemanlar metodu ile incelemiştir.

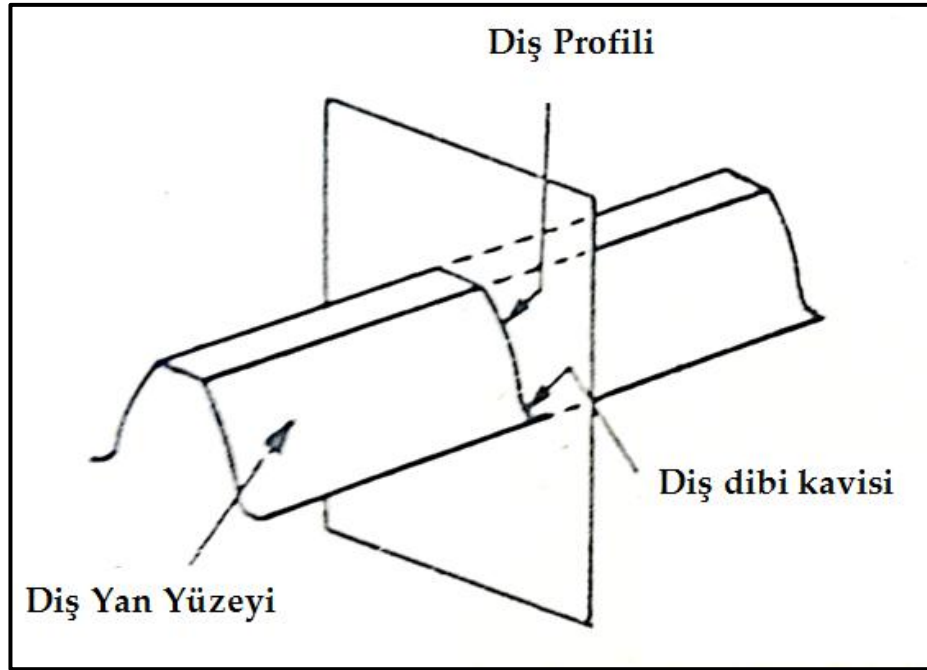
3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Dişli Çarkların Temel Kavramları

Bu bölümde ele alınacak temel kavramlar silindirik düz dişli çarklar için ifade edilecek olup genel olarak dişli çarklar için geçerlidir. Elde edilen denklemler çok az bir değişiklik ile diğer dişli çarklarda da kullanılabilir (Akkurt 1980).

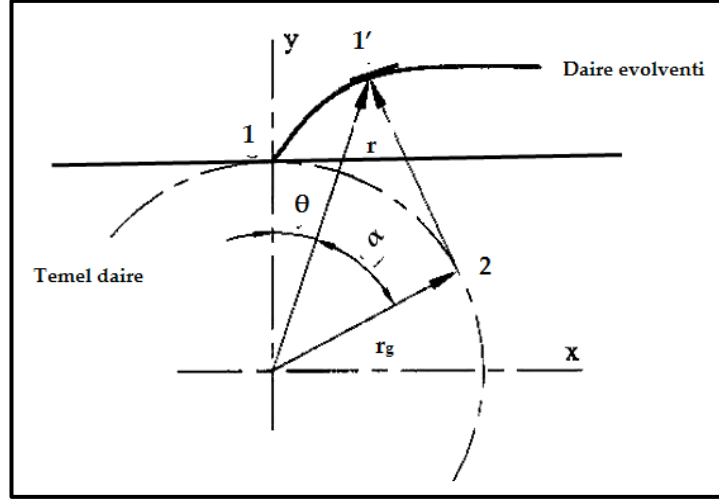
3.1.1. Evolvent dişli profili

Dişlerin yan yüzeylerinin dış eğrisine *profil* denir (Şekil 1). Diş profilleri evolvent ve sikloid olarak 2 çeşittir. Pratikte hemen hemen her uygulamada evolvent kullanıldığı için burada evolvent profiller incelenecektir.



Şekil 1. Diş Profili (Akkurt 1980)

Sabit bir daire üzerinde kaymadan yuvarlanan bir doğrunun bir noktasının geometrik yerine *evolvent* denir. Buradaki sabit daireye evolvent temel dairesi ve doğruya da ana doğru adı verilir. Ana doğru daima evolvente normal (dik) ve temel daireye de teğettir.



Şekil 2. Evolvent ve özellikleri (Akkurt 1980)

Temel dairenin yarıçapı r_g ise

$$\widehat{12} = r_g (\alpha + \theta) \quad (3.1)$$

$$\overline{1'2} = r_g \tan \alpha \quad (3.2)$$

ve burada $\widehat{12} = \overline{1'2}$ olarak alınacağından

$$r_g \tan \alpha = r_g (\alpha + \theta) \quad (3.3)$$

$$\theta = \tan \alpha - \alpha = ev \alpha \quad (3.4)$$

eşitliğine evolvent fonksiyonu adı verilir.

Şekil 2'den

$$r = \frac{r_g}{\cos \alpha} \quad (3.5)$$

yazılabilir. Yuvarlanma esnasında ana doğrunun daire ile temas noktası yuvarlanma noktasıdır. Bu nedenle bu doğru daima evolvente diktir. Her temel dairenin tek evolventi vardır.

Ortak teğetli iki eş evolventin temas noktalarında her iki ana doğru üst üste düşerler. Bu sebepten iki evolventin temas noktası her iki temel dairenin ortak teğeti üzerindedir, yani ana doğru aynı zamanda kavrama doğrusu olmaktadır (Cürgül 2005).

3.2. Dişli Çark Ana Boyutları

Dişli çarkın yan yüzey geometrisinin dışında, dişli çarkı belirleyen ana boyutlar; taksimat dairesi, diş taksimatı, diş sayısı ve modül değeridir. Diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir (Babalık 2006).

Dişli çarkların temel büyüklükleri ve temel tanımları ISO R 701 ve DIN 3960 gibi uluslararası standartlarla belirlenmiştir (Babalık 2006).

Taksimat dairesi (Bölüm dairesi) (d_o)

Üzerinde dişlerin taksimatı yapılan ve esas dişli çarkın büyüklüğünü belirleyen dairedir. Bu daire üzerinde ölçülen ve bir diş kalınlığı ile bir diş boşluğunu kapsayan uzunluğa *adım, diş taksimatı veya hatve* (t) denir (Akkurt 1980).

z ile dişli çarkın diş sayısı gösterilirse, taksimat dairesinin çemberi

$$\pi \cdot d_o = z \cdot t \quad (3.6)$$

şeklinde yazılır. Burada taksimat dairesinin çapı

$$d_o = \frac{t}{\pi} z \quad (3.7)$$

veya modül

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (3.8)$$

ifadesi ile

$$d_o = m \cdot z \quad (3.9)$$

olarak bulunur. Modül değeri standartlaştırılmıştır.(Tablo 1) Tercih edilen 1. seridir; özel durumlarda 2. seri kullanılabilir (Akkurt 1980).

Tablo 1. Dişli çarklar için standart modül değerleri

MODÜL m (mm)	Seri 1	0.05		0.06		0.08		0.1		0.12		0.16		0.2	
	Seri 2		0.055		0.07		0.09		0.11		0.14		0.18		0.22
	Seri 1	0.25		0.3		0.4		0.5		0.6		0.7		0.8	
	Seri 2		0.28		0.35		0.45		0.55		0.65		0.75		0.85
	Seri 1	0.9		1		1.25		1.5		2		2.5		3	
	Seri 2		0.95		1.125		1.375		1.75		2.25		2.75		3.5
	Seri 1	4		5		6		8		10		12		16	
	Seri 2		4.5		5.5		7		9		11		14		18
	Seri 1	20		25		32		40		50		60			
	Seri 2		22		28		36		45		55		70		

Diş boyutları (Şekil 3)

Diş kalınlığı ile dişler arasındaki boşluk, taksimat dairesi üzerinde ölçüldüğü için

$$t = \pi \cdot m = s_o + l_o \quad (3.10)$$

olarak yazılabilir. Teorik olarak

$$s_o + l_o = \frac{t}{2} = \frac{\pi \cdot m}{2} \quad (3.11)$$

dir. Ancak eş çalışan dişlilerin birbirini daha iyi kavrayabilmesi için l_o , tolerans mertebesinde, S_o 'dan daha büyük yapılır (Akkurt 1980).

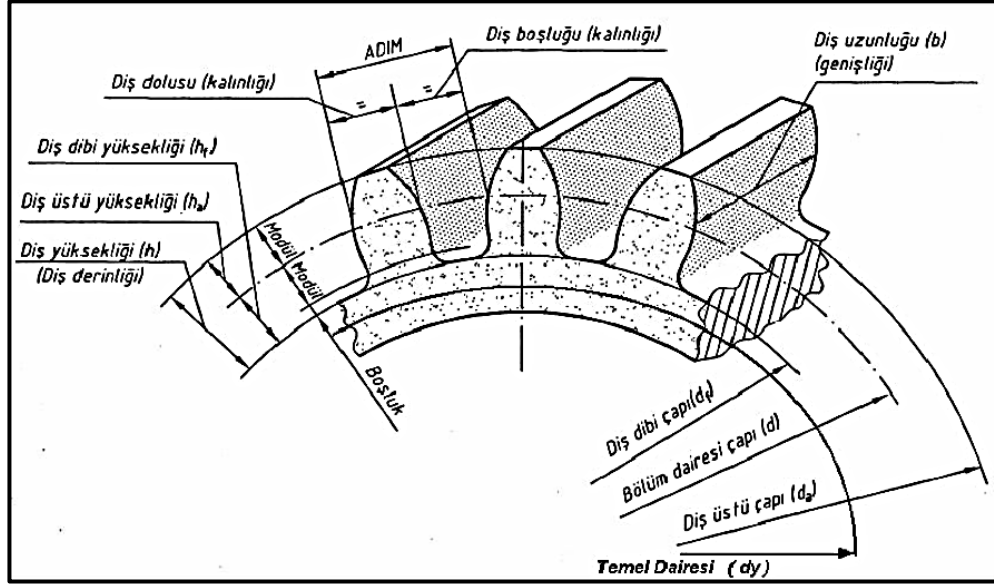
Dişlerin yükseklikleri dişli çarkın baş dairesi ve taban dairesini belirler (Akkurt 1980).

$$\text{Baş dairesi çapı:} \quad d_b = d_o + 2 h_b \quad (3.12)$$

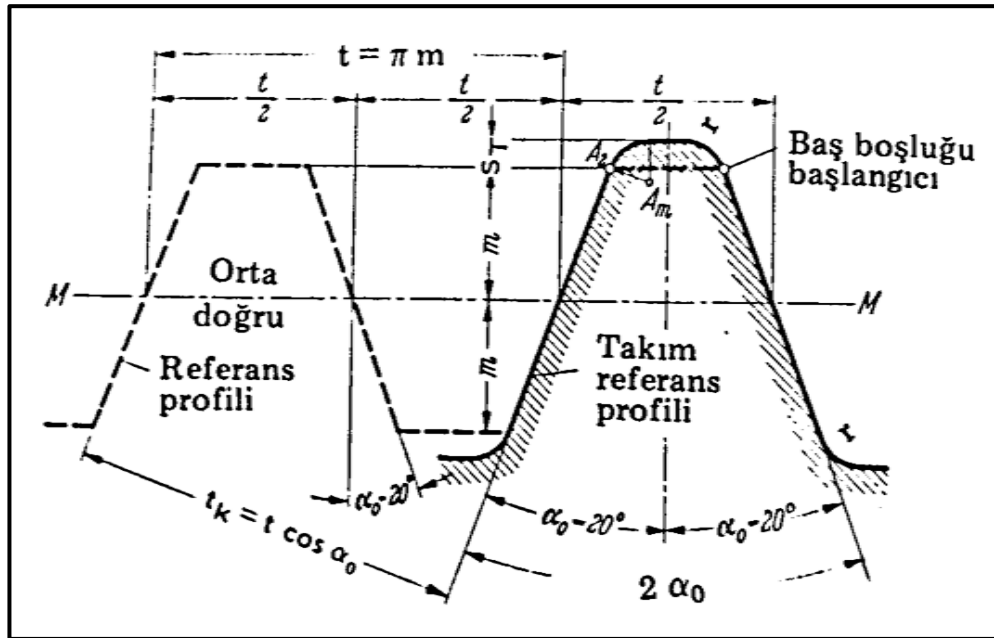
$$\text{Taban dairesi çapı:} \quad d_t = d_o - 2 h_t \quad (3.13)$$

İmalat bakımından kolaylık sağlamak amacıyla, dişlerin boyutları *referans profil* denilen teorik bir profil üzerinde belirlenmiştir. Basit olması nedeniyle referans profil olarak kremayer dişlinin profili seçilmiştir. Şekil 4'te ISO / R 53 e uygun DIN 867 ye göre referans profili gösterilmiştir. Bu profil, *modül m ve yan yüzeylerin açısı α_o* olmak üzere, iki faktör tarafından tayin edilir. Modül, dişlilerin taksimat üzerindeki kalınlığını, baş ve taban yüksekliklerini tayin etmektedir. m ve α_o değerleri standarttır. Modül

değeri Tablo 1'den seçilir. α_o için $14,5^\circ$, 15° , 20° , $22,5^\circ$ ve 25° standart değerleri kabul edilmiştir. Almanya dahil bir çok Avrupa ülkesinde ve ülkemizde standart değer olarak $\alpha_o = 20^\circ$ kullanılmaktadır (Akkurt 1980).



Şekil 3. Düz dişli çark geometrisine ait ana boyutlar (Akkurt 1980)



Şekil 4. Referans Profil (Akkurt 1980)

Referans profile göre, takım referans profili belirlenir. Takım referans profiline göre, diş açan takımların diş boyutları tayin edilir. Referans profile göre baş ve taban yükseklikleri $h_{bp} = h_{tp} = m$ Buna rağmen, eş çalışan iki dişliden pinyon dişlinin, çark dişleri arasında boşluğa kolay girip çıkabilmesi için gerçek dişlerin tabanları yüksekliği h_t , baş boşluğu denilen S_B değeri kadar arttırılır. Böylece;

$$h_t = h_{tp} + S_B = m + S_B \quad (3.14)$$

olur. Diğer taraftan, takım dişlinin baş kısmının dişli çarkın taban kısmını ve takımın taban kısmının dişlinin baş kısmının açtığı göz önünde tutulursa, h_t nin değeri takım referans profilinin ve dolayısıyla takım dişlinin h_{bt} baş yüksekliği $S_T = S_B$ değeri ile arttırarak elde edilir:

$$h_{bt} = m + S_T = m + S_B \quad (3.15)$$

olarak bulunur. Ayrıca, çentik etkisini azaltmak için, dişli çarkın diş tabanının çark gövdesine kavuştuğu geçiş yerinin kavisli olması gerekir. Bu da takım dişlinin, dolayısıyla takım referans profilinin doğru kısmının baş kenarına geçişi r yarıçapı ile yuvarlatılmış şekilde yapılarak elde edilir. Aynı amaçla, takım referans profilinin tabanındaki geçiş yeri de kavisli olarak yapılır. DIN 3972 ye göre genel olarak

$$S_T = 0,25 m \quad (3.16)$$

$$r = 0,37 m \quad (3.17)$$

olarak saptanmıştır.

Dişler, bu şekilde tayin edilmiş takım referans profiline göre imal edilmiş bir takımın açıldığında, boyutları dişli çarkın taksimat dairesine göre takımın diş ağızından sonra orta doğrusunun konumuna bağlıdır. Referans profilin MM orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet ise, diş başı boşluğu $S_T = S_B = 0,25 m$ 'dir ve dişli çarkın diş yükseklikleri

$$h_b = m \quad (3.18)$$

$$h_t = h_{bT} = m + S_B = m + 0,25 m = 1,25 m \quad (3.19)$$

olarak elde edilir. Bu şekilde diş yüksekliği

$$h = h_b + h_t = m + 1,25 m = 2,25 m \quad (3.20)$$

ve dişin çalışma kısmını ifade eden çalışma yüksekliği

$$h_c = h_{bp} + h_{tp} = 2 m \quad (3.21)$$

olur.

Referans profilinin orta doğrusunun veya bununla eş anlama gelen takımın orta doğrusunun son konumu, dişli çarkın taksimat dairesine göre $x.m$ mesafesi kadar dışta veya içte olabilir. Bu durumlarda takım kaydırılmış olup, birinci durumda çarkın diş boyutları

$$h_b = m + x m = m (1 + x) \quad (3.22)$$

$$h_t = 1,25 m - x m = m (1,25 - x) \quad (3.23)$$

ve ikinci halde

$$h_b = m - x m = m (1 - x) \quad (3.24)$$

$$h_t = 1,25 m + x m = m (1,25 + x) \quad (3.25)$$

olarak elde edilir. Burada x faktörüne, *profil kaydırma faktörü* denir.

Standart takımla imal edilen dişli çarkın boyutları, takımın orta doğrusunun son konumu ve çarkın taksimat dairesine göre değişebilir (Akkurt 1980).

Böylece 3 durum ortaya çıkabilir.

- 1) $h_b = m$, $h_t = 1,25 m$ olan ve *sıfır (0)* veya *standart dişli* diye adlandırılan dişliler.
- 2) $h_b = m (1 + x)$, $h_t = m (1,25 - x)$ olan ve *pozitif kaydırmalı dişli* veya sadece *artı (+) K dişlisi* diye adlandırılan dişliler.
- 3) $h_b = m (1 - x)$, $h_t = m (1,25 + x)$ olan ve *negatif kaydırmalı dişli* veya sadece *eksi (-) K dişlisi* diye adlandırılan dişliler.

Sonuç olarak standart takım ile imal edilen dişli çarklar diş başı ve taban yüksekliğinin değerine göre standart dişliler ve profil kaydırılmış dişliler olarak iki gruba ayrılabilir.

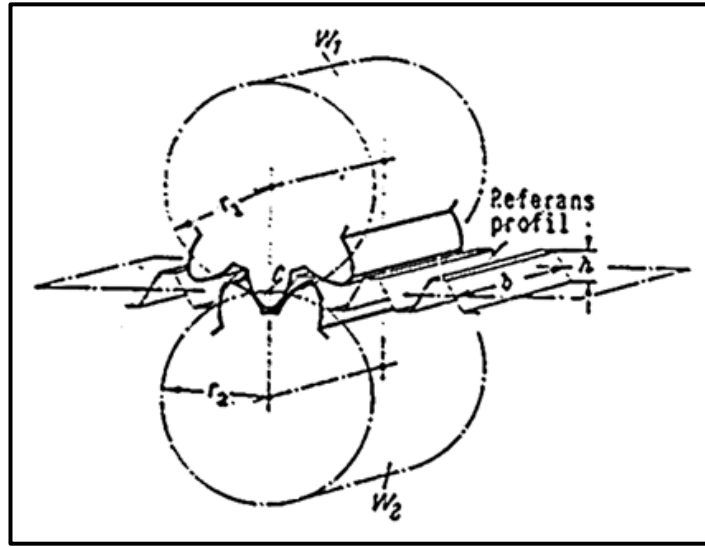
$$d_b = d_o + 2m (1 + x) \quad (3.26)$$

$$d_t = d_o - 2m (1,25 - x) \quad (3.27)$$

denklemleri ile genel olarak baş dairesi çapı ve taban dairesi çapı bulunur. Standart dişli ise x yerine 0, profil kaydırılmış dişli ise profil kaydırma faktörü artı veya eksi işareti ile beraber x yerine konularak hesaplanabilir.

3.3. Dişli Çark Mekanizmasının Boyutları

Bir dişli çark mekanizması biri döndüren, diğeri döndürülen olmak üzere en az iki dişli çarktan oluşur. Döndüren dişli çarka ait boyutlar ve faktörler 1 indisi, döndürülen dişli çarka ait boyutlar ve faktörler 2 indisi ile gösterilecektir. İki dişli çarkın eş çalışabilmesi için birbirine uyumlu yapılması yani aynı referans profili kavraması gerekir (Şekil 5). Bu da evolvent dişli çarklarda her iki dişlinin aynı modüle ve aynı α_0 açısına sahip olması demektir (Akkurt 1990).



Şekil 5. Eş çalışan dişli çark mekanizması (Akkurt 1980)

Dişli çark mekanizmasını döndüren ve döndürülen dişlilerinin diş sayıları z_1 ve z_2 ile ifade edilirse döndüren ve döndürülen dişli için;

Taksimat dairesi çapı

$$d_{o1} = m \cdot z_1 \quad (3.28)$$

$$d_{o2} = m \cdot z_2 \quad (3.29)$$

Temel dairesi çapı

$$d_{g1} = d_{o1} \cos \alpha_o \quad (3.30)$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cos \alpha_o \quad (3.31)$$

Diş başı dairesi çapı

$$d_{b1} = d_{o1} + 2m (1 + x_1) \quad (3.32)$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2m (1 + x_2) \quad (3.33)$$

Diş taban dairesi çapı

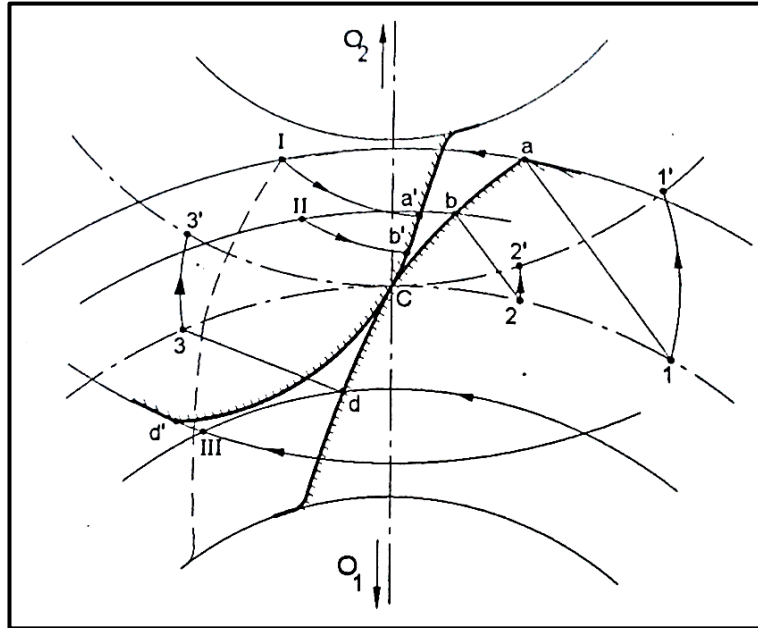
$$d_{t1} = d_{o1} - 2m (1,25 - x_1) \quad (3.34)$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2m (1,25 - x_2) \quad (3.35)$$

şeklinde yazılabilir.

3.3.1. Eş profiller

Bir çift dişlinin diş profilleri birbirini tayin edebilirler; başka bir deyişle bir dişlinin profili verildiği halde diğer dişlilerin profili ona göre tayin edilebilir; bu profillere *eş profiller* ve dişli çarklara *eş dişliler* denir (Akkurt 1990).



Şekil 6. Reuleaux yöntemi ile eş profil çizimi (Cürgül 2005)

Bir dişli çarka ait \widehat{aCd} verilmiş (bilinen) diş profil olsun (Şekil 6). Bu profile C noktasından çizilen normal aynı zamanda eş profilin de normali olacaktır. İki dişlinin profili C noktasında birbirini kavradığı için C noktası aynı zamanda her iki dişlinin ortak noktasıdır, yani C noktası her iki dişliye ait bir noktadır. Bilinmeyen ikinci profile ait başka bir nokta daha bulmak için bilinen (a) noktasından bu profile dik bir doğru çizilerek bu doğru, bilinen profile ait dişlinin yuvarlanma dairesini 1 noktasında kesinceye kadar uzatılır. Bilinen profil ile eş çalışacak bilinmeyen profil; bu normalin C noktasından geçmesi ile bulunabilir. Bu nedenle O_1 noktası etrafında sola doğru küçük bir dönme ile 1 noktası, C'ye getirilir. Bu durumda (a) noktası da I noktasına gelmiş olur. I noktası da her iki profil teğet olacak şekilde temastadır, yani birbirini kavramaktadır. C noktası merkez olmak üzere ve $\widehat{C1} = \widehat{C1}'$ olacak şekilde O_2 merkezli yuvarlama dairesi üzerinde 1' noktası işaretlenir. Bunu takiben O_2I yarıçaplı bir daire yayı çizilerek bu yay ile, yine 1' noktası merkez alınarak ve $\overline{a1} = \overline{a'1'}$ olacak şekilde çizilen diğer bir yay ile kesiştiğinde bilinmeyen eş profile ait ikinci bir nokta (a') bulunmuş olur.

Karakteri bilinen profil üzerinde daha birçok noktalar için aynı işlemler tekrarlanırsa ikinci (eş) profil için çok sayıda noktalar bulunmuş olur. Bu noktaların birleştirilmesi ile eş çalışacak profil tespit edilir. Dişli çarklarda bu şekilde eş çalışacak profili bulmaya *Reuleaux Yöntemi* adı verilir (Cürgül 2005).

3.3.2. Yuvarlanma daireleri

Çalışma sırasında birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanan dairelere *yuvarlanma daireleri* denir (Şekil 7). Yuvarlanma dairesi, yalnız çalışma sırasında meydana gelen bir daire olması nedeniyle, dişli çarka değil, dişli çark mekanizmasına ait bir dairedir.

Dişli çarklarda esasen iki daire değil Şekil 5'te w_1 ve w_2 ile gösterilen iki silindir birbiri üzerinde yuvarlanmaktadır. Silindirlerin alın kesitleri yuvarlanma daireleri meydana getirmektedir.

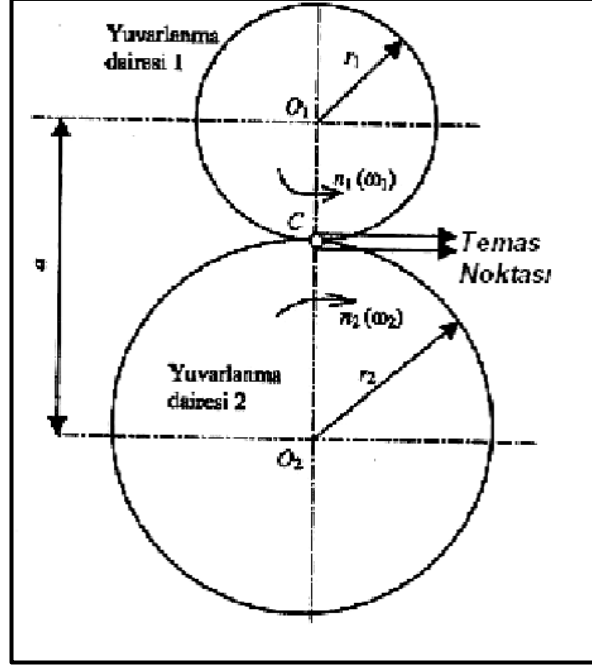
Yuvarlanma dairesi ile taksimat dairesi arasında;

$$d_1 = d_{01} \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha} \quad (3.36)$$

$$d_2 = d_{02} \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.37)$$

ilişkisi bulunur.

Burada α yuvarlanma dairesine karşılık gelen basınç açısıdır (Akkurt 1990).



Şekil 7. Yuvarlanma Daireleri (Akkurt 1980)

3.3.3. Eksenler arası mesafe

Eksenler arasındaki mesafe dişli çarkların (Şekil 7) O_1 ile O_2 merkezleri arasındaki uzaklıktan ibarettir. d_1 ile döndürülen dişli çarkın yuvarlanma dairesi ve d_2 ile döndürülen dişli çarkın yuvarlanma dairesi gösterilirse eksenler arası mesafesi;

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_{01} + d_{02} \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha} = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha} \quad (3.38)$$

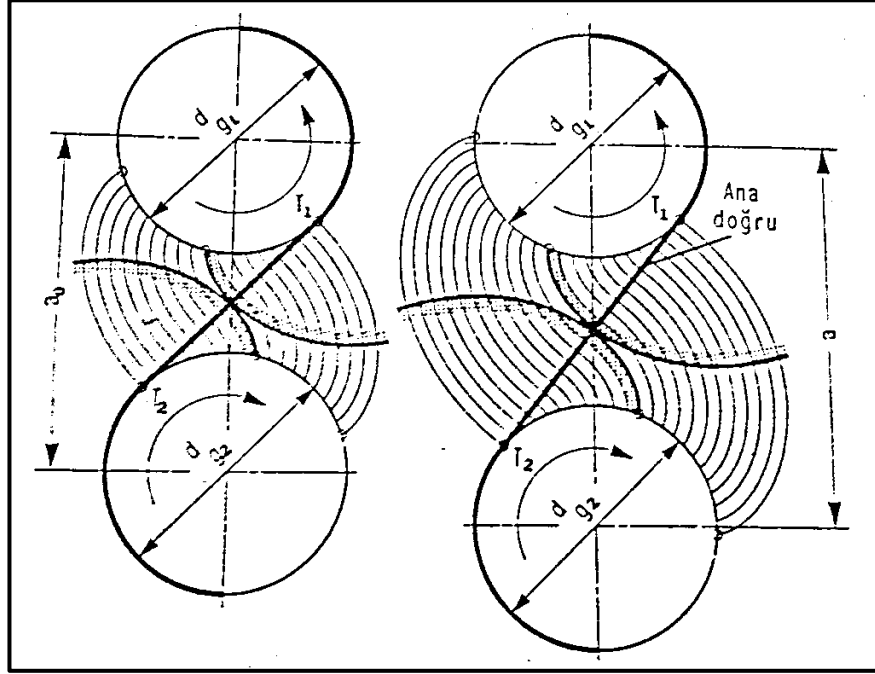
veya

$$a_0 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.39)$$

$$a = a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} \quad (3.40)$$

olur. $\overline{O_1 O_2}$ doğrusuna merkezler doğrusu denir.

Evolverent dişlilerde Şekil 8’de gösterildiği gibi eksenler arası mesafe değişirse örneğin a_o ’dan a ’ya, temel daireleri aynı kalmakta ve dolayısıyla eş profiller değişmemekte sadece profilin başka kısımları kullanılmaktadır (Akkurt 1990).

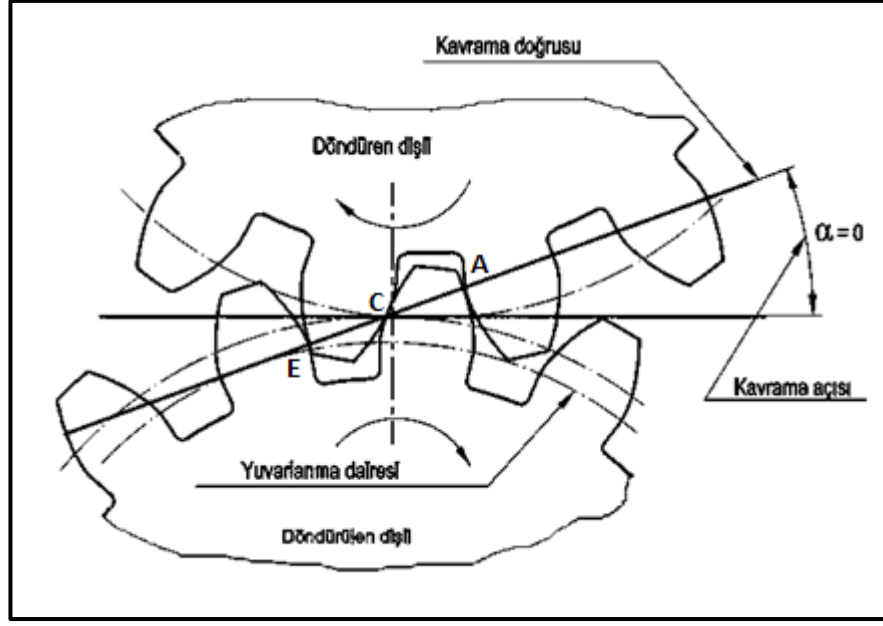


Şekil 8. Evolverent dişlilerde eksenler arası uzunluğun değişmesi (Akkurt 1990)

3.3.4. Kavrama doğrusu ve açısı

Eş çalışan profillerin kavraması, döndüren dişlinin diş tabanının A noktası (Şekil 9), döndürülen dişliye ait dişin en başnoktası ile temas geçtiği anda başlar ve döndüren dişlinin diş başının E noktası döndürülen dişliye ait diş tabanını terk etmesiyle sona erer. Böylece eş çalışan profillerin temas yerleri *kavrama eğrisi* denilen bir eğri meydana getirir. Evolverent dişli çarklarda bu eğri bir doğru olur ve *kavrama doğrusu* adını alır. Bu doğru, evolventi meydana getiren ana doğrunun kendisi olduğundan her iki çarkın temel dairelerine teğettir.

Kavrama doğrusunun her iki baş dairesi arasında kalan ve asıl kullanılan AE uzunluğuna *kavrama boyu* adı verilir. Merkezler doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğetinin kesiştiği C noktasına *yuvarlanma noktası* denir. Kavrama boyutunun AC kısmına giriş, CE kısmına çıkış kısmı ve bu kısımlara karşılık gelen açılara giriş ve çıkış açıları denir.



Şekil 9. Kavrama doğrusu ve kavrama açısı (Akkurt 1980)

Geometrik olarak kavramanın başlangıcını gösteren A noktası, döndürülen dişliye ait baş dairesinin kavrama doğrusu ile kavramanın sona erdiğini belirten E noktası ise, döndürülen dişlinin baş dairesinin kavrama doğrusu ile kesiştiği noktadır. Evolvent profillerde temel dairesinin t_g taksimatı, kavrama doğrusunun t_k taksimatı ile eşittir (Akkurt 1980).

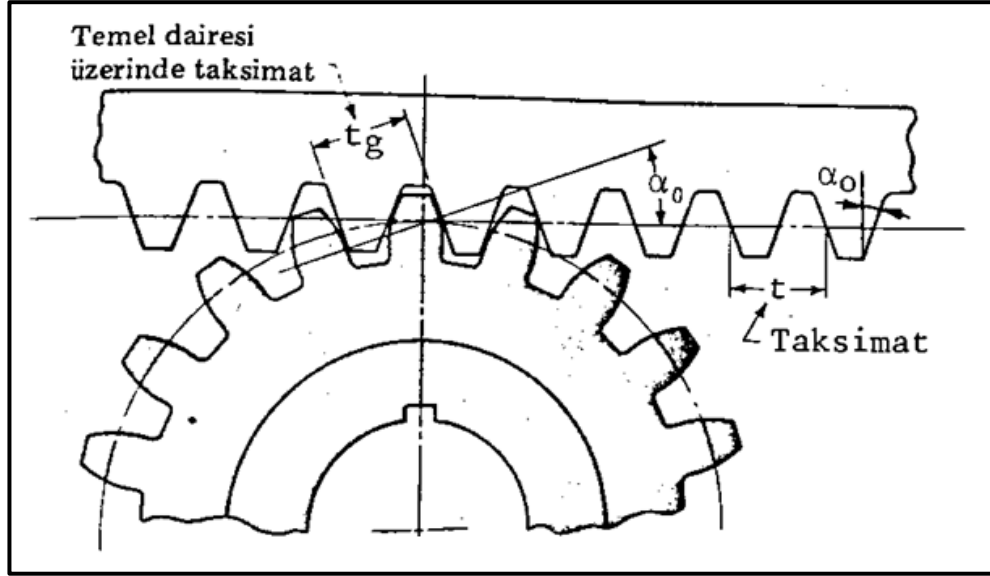
$$t_k = t_g = t \cos \alpha_0 \quad (3.41)$$

Kavrama açısı kavrama doğrusu ile yuvarlanma dairelerinin ortak teğeti arasındaki α açısıdır. Kavrama açısı evolvent profilin yuvarlanma daireleri ile karşılık gelen basınç açısına eşittir. Dişli çarkın, kremayer veya kremayer şeklinde temsil edilen referans profili ile kavrama halinde bulunduğu düşünülürse, kavrama açısı ile referans profilinin yan yüzeylerinin eğim açısı arasında bir bağıntı kurulabilir. Burada iki durum ortaya çıkabilir.

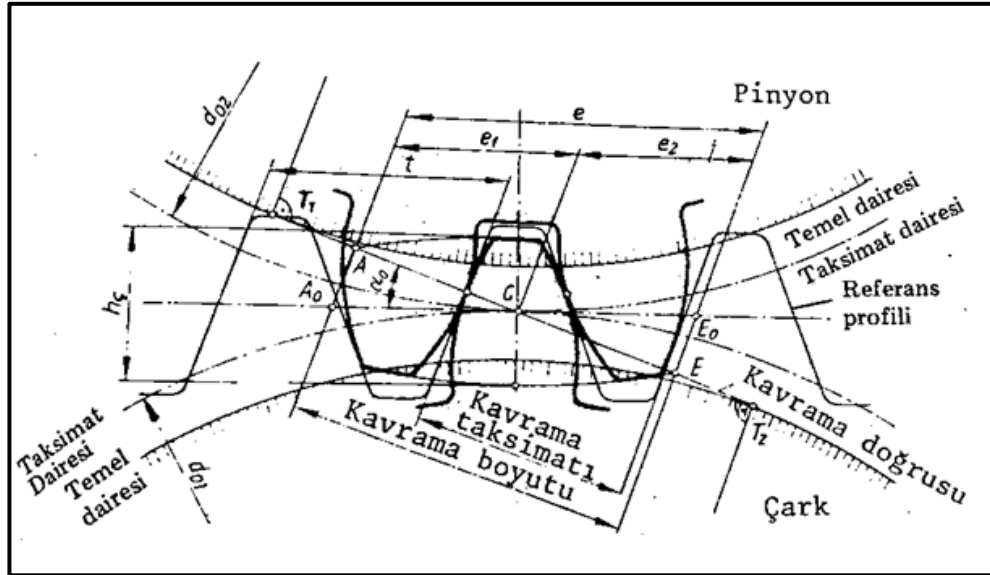
Referans profilinin MM orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet olduğu durumda (Şekil 10), kavrama açısı referans profilinin yan yüzeylerinin α_0 açısı ile eşittir. Bu durum sıfır veya standart olan bir dişli için geçerlidir.

Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olduğu durumda (Şekil 11), dişli çarkların yuvarlanma

daireleri, taksimat daireleri ile çakışacaktır. Yani kavrama sırasında dişli çarkların birbirini üzerinde yuvarlanması taksimat daireleri üzerinde gerçekleşecektir. Bu durumda sıfır veya standart dişli çark mekanizması elde edilir.

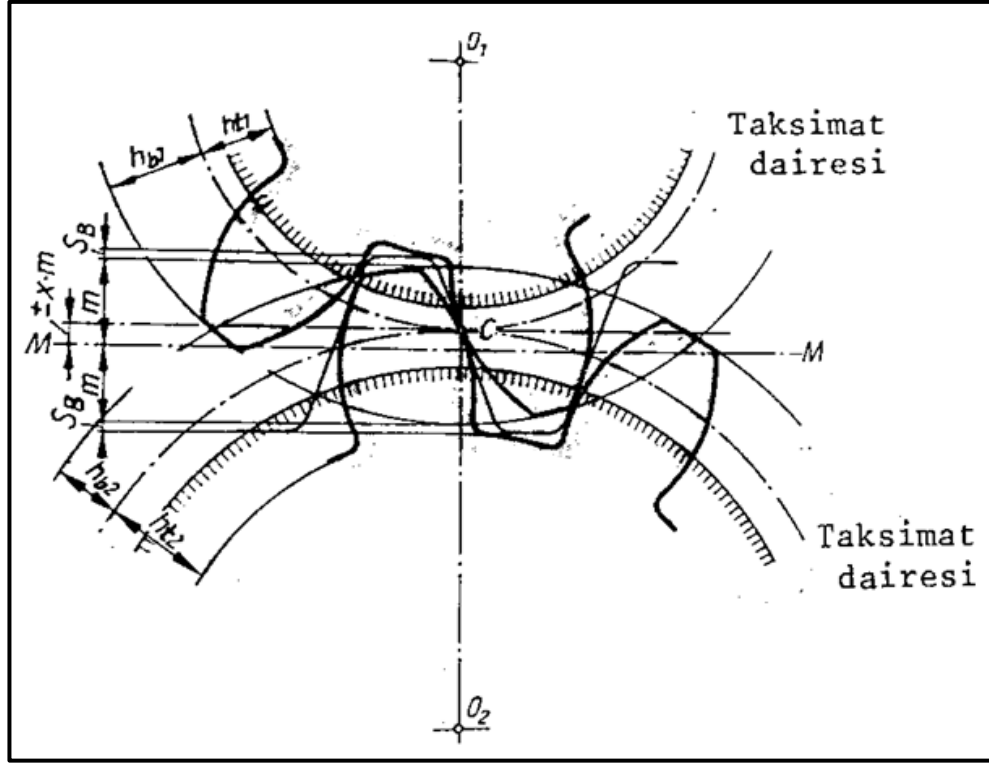


Şekil 10. Referans profilin orta doğrusu dişli çarkın taksimat dairesine teğet olduğu durum (Akkurt 1980)



Şekil 11. Referans profilin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olduğu durum (Akkurt 1980)

Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olmadığı durum (Şekil 12), profilleri kaydırılmış dişli çarklar için geçerlidir. MM orta doğrusu, taksimat dairesinin dışında (O_1 dişlisi için) veya iç kısmında (O_2 dişlisi için) bulunabilir. Birinci durum, profil pozitif kaydırılmış, ikincisi ise profil negatif kaydırılmış dişli çarklar için geçerlidir. Mekanizmanın kavrama açısına gelince, burada iki durum ortaya çıkabilir.



Şekil 12. Referans profilinin MM orta doğrusu, mekanizmayı oluşturan her iki dişli çarkın taksimat dairelerine teğet olmadığı durum (Akkurt 1980)

Birinci durumda, mekanizmayı oluşturan dişli çarkların birisi pozitif diğeri negatif dişli olmakla beraber, her iki dişlinin profil kaydırma faktörlerinin mutlak değerleri eşittir.

$$|x_1| = |x_2| \quad \text{veya} \quad x_1 + x_2 = 0$$

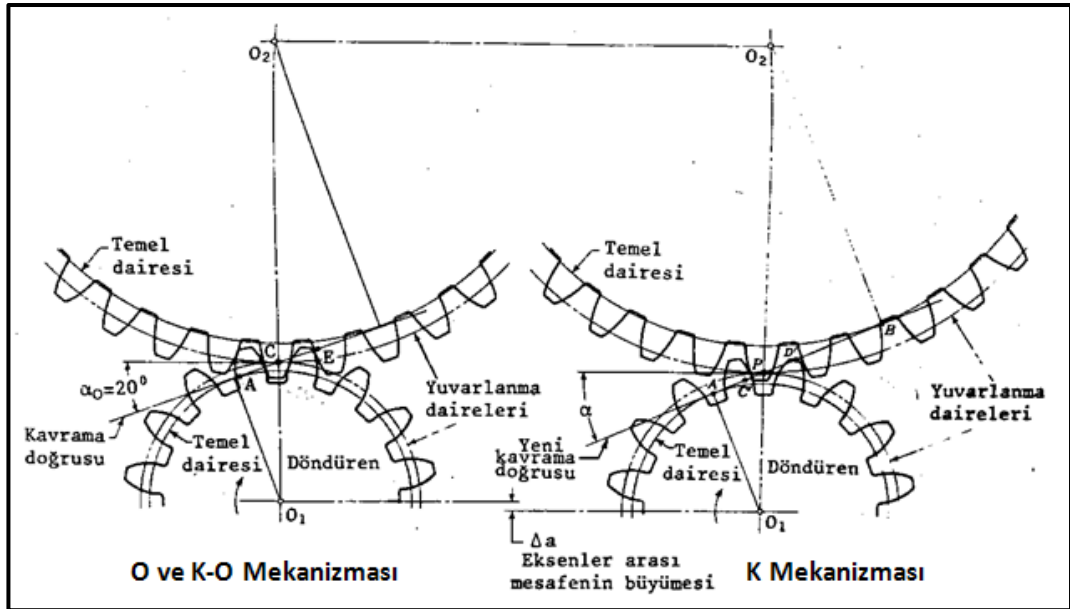
Bu durumda mekanizmanın kavrama açısı referans profilinin α_0 açısı ile eşittir. Aynı zamanda dişli çarkların yuvarlanma daireleri, taksimat daireleri ile çalışmaktadır. Bu mekanizmaya *sıfır kaydırmalı (K-O) mekanizma* denir.

İkinci durumda, mekanizmayı oluşturan dişli çarkların birisi sıfır diğeri artı veya eksi kaydırmalı veya her ikisi de kaydırmalı olup, profil kaydırma faktörlerinin değerleri farklıdır.

$$|x_1| \neq |x_2| \quad \text{veya} \quad x_1 + x_2 \neq 0$$

Bu durumda mekanizmanın α kavrama açısı, referans profilin α_0 açısından ve dişli çarkların taksimat daireleri, yuvarlanma dairelerinden farklıdır. Bu mekanizmaya *kaydırmalı (K) mekanizması* denir.

Şekil 13' te sıfır veya K-O mekanizmasının ve K mekanizmasının durumları gösterilmiştir. Her iki mekanizmanın arasında $\Delta a = a - a_0$ eksenler arası mesafesi vardır (Akkurt 1980).



Şekil 13. O, K-O ve K mekanizmaları (Akkurt 1980)

Şekil 14' te eş çalışan iki diş profilinin kavrama başlangıcında (I), kavrama noktasında (II) ve kavramayı bitirdiği anda (III) olmak üzere üç ayrı durum gösterilmiştir. Eş çalışan diş profillerinin kavraması çalışma sırasında kavrama doğrusunun \overline{AE} kısmı boyunca ilerlerken, çarkların yuvarlanma daireleri üzerinde yuvarlandıkları kavis $\widehat{A_1E_1} = \widehat{A_2E_2}$ değerinde olur. $\widehat{A_1E_1}$ veya $\widehat{A_2E_2}$ kavisine *kavrama kavis*i de denir. A_1 ve

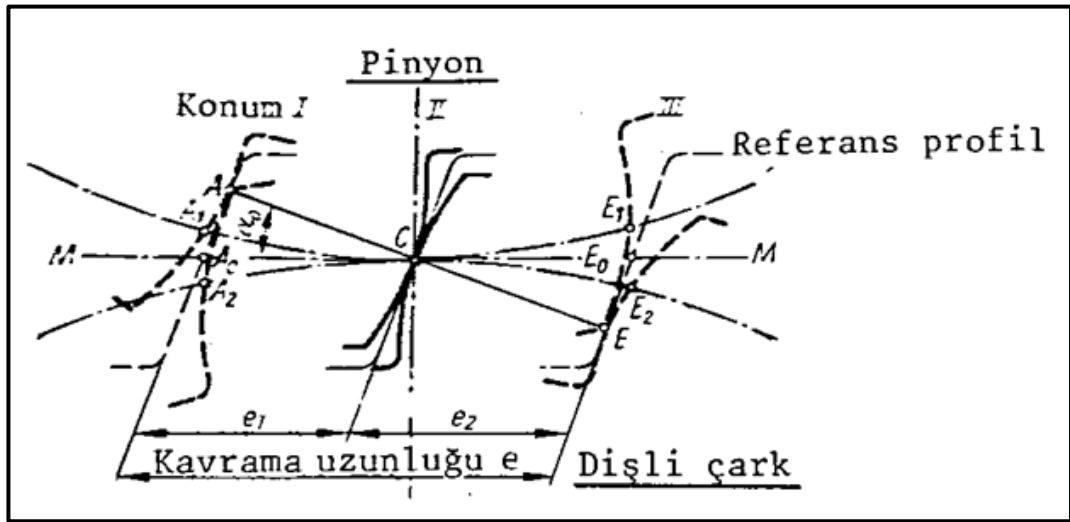
A_2 ile E_1 ve E_2 noktalarına, her iki dişli çarka ait referans profilinin orta doğrusu üzerindeki A_0 ve E_0 noktaları karşılık gelir.

$$\widehat{A_1C} + \widehat{CE_1} = \widehat{A_2C} + \widehat{CE_2} = \overline{A_0E_0}$$

Orta doğrunun $\overline{A_0E_0}$ kısmına *kavrama uzunluğu* adı verilir. $\overline{A_0E_0} = e = e_1 = e_2$ değerleri ile $\overline{AE} = g$ kavrama boyu arasında

$$e = \overline{A_0E_0} = \frac{\overline{AE}}{\cos\alpha_0} = \frac{g}{\cos\alpha_0} \quad (3.42)$$

bağıntısı vardır.



Şekil 14. Eş çalışan iki diş profilinin kavrama durumları (Akkurt 1980)

Evolvert dişlilerde ε kavrama oranı

$$\varepsilon = \frac{\text{Kavrama uzunluğu}}{\text{Taksimat}} = \frac{e}{t} = \frac{\overline{AE}}{t \cos\alpha_0} = \frac{g}{t_k} \quad (3.43)$$

şeklinde ifade edilir. Buradan g ve t_k değerleri yerine konursa (*ara işlemler atlanmıştır*)

$$\varepsilon = \frac{g}{t_k} = \frac{\sqrt{d_{b1}^2 - d_{g1}^2} + \sqrt{d_{b2}^2 - d_{g2}^2} - 2a \sin\alpha}{2\pi m \cos\alpha_0} \quad (3.44)$$

olarak bulunur (Akkurt 1980).

Sıfır ve K-O mekanizmaları için $\alpha = \alpha_0$ ve $a = a_0$ 'dır. $d_b = m(z + 2)$, $d_g = m z \cos\alpha_0$ ve $a_0 = m(z_1 + z_2)/2$ olduğu göz önüne alınarak ε kavrama oranı tekrar düzenlenirse

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2)\tan\alpha_0 \right] \quad (3.45)$$

şeklinde yazılabilir.

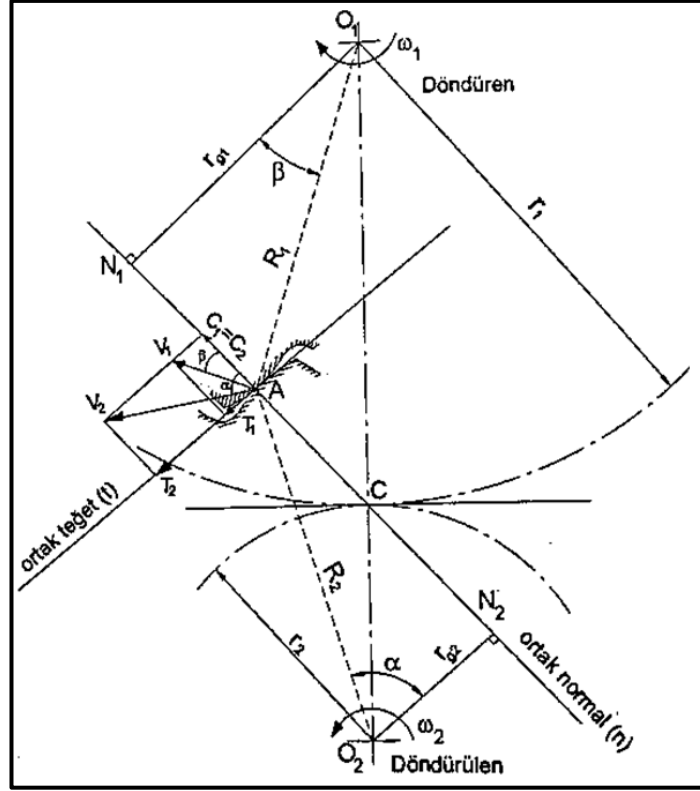
K mekanizmaları için ise kavrama oranını ε_K ile gösterirsek kavrama oranı;

$$\varepsilon_K = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2(X_1 + 1 - \nu)}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2(X_2 + 1 - \nu)}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2)\tan\alpha \right] \quad (3.46)$$

şeklinde yazılabilir.

Teorik olarak dişli çarkların hareketlerinin sürekli olması için $\varepsilon \geq 1$ olmalıdır. Yani eş çalışan bir diş kavramadan çıkmadan evvel takip eden dişin kavramaya girmesi gerekir. Pratik olarak bu koşulun yerine getirilmesi için taksimat hataları göz önüne alınarak $\varepsilon \geq 1,1$ alınması tavsiye edilir. Kavrama oranı ne kadar büyük olursa, dişli çarklar o kadar sessiz(darbesiz) çalışır. Bu nedenle kavrama oranının 1,4'ten büyük olması tavsiye edilmektedir (Akkurt 1980).

Eş çalışan iki diş profilinin, A gibi herhangi bir noktada temasta olduğunu düşünelim (Şekil 15). Döndüren dişlinin açısal hızı ω_1 , döndürülen dişlinin açısal hızı ω_2 olsun. Döndüren dişliye ait profilin temas noktasındaki çevre hızı $v_1 = r_1\omega_1$ ve döndürülen dişliye ait profilin aynı temas noktasındaki çevre hızı $v_2 = r_2\omega_2$ olacaktır. Her iki hızın doğrultuları, temas noktasındaki r_1 ve r_2 yarıçaplarının doğrultusuna diktir. Eş profilin temas noktasındaki ortak normalleri t ve n doğruları olsun. Profillere ait çevre hızları teğet ve normaller yönünde bileşenlerine ayrıldığında v_1 için C_1 ve T_1 ; v_2 için ise C_2 ve T_2 bileşenleri elde edilir. Burada 1 dişlisi döndüren eleman olduğu için $C_1 < C_2$ olamaz. Aksi halde 2. dişli geri kalır ve onu döndüremez. Diğer taraftan her iki profil temas halinde bulunduğundan $C_1 > C_2$ de olamaz. Çünkü 1. dişli 2. dişliyi ezer veya kırar. $C_1 = C_2$ olmalıdır. Hareketin sürekliliği için bu şarttır (Cürgül 2005).



Şekil 15. Eş çalışan iki diş profilini teması (Cürgül 2005)

$$C_1 = r_{g1}\omega_1 \quad \text{ve} \quad C_2 = r_{g2}\omega_2$$

eşitliğinden $C_1=C_2$ şartından;

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{g2}}{r_{g1}} \quad (3.47)$$

yazılır. Ayrıca birbirini kavrayan iki dişin yan yüzeylerinin bağıl hareketi bir ani döndürme hareketidir ve iki eş profilin birbiri üzerinde, normal doğrultusunda kaymadan yuvarlanabilmesi için, normalin O_1O_2 doğrusunu kestiği C noktası bu hareketin ani dönme merkezi veya yuvarlanma noktası olmalıdır. Şekil 15'e göre $\overline{O_1C} = r_1$ ve $\overline{O_2C} = r_2$ olduğu göz önüne alınarak ve şekildeki $\widehat{O_1N_1C}$ ile $\widehat{O_2N_2C}$ üçgenlerinin benzerliğinden

$$\frac{r_{g2}}{r_{g1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.48)$$

yazılabilir (Cürgül 2005).

Dişli çark mekanizmalarında giriş milinden çıkış miline aktarılan dönme hareketinin hızlarının oranına mekanizmanın *çevrim oranı* denir ve i ile gösterilir. (Babalık 2009)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad (3.49)$$

Eğer bu dişli çiftinde i oranı sabit ise C noktasında yuvarlanan eğriler birer dairedirler ve bu dairelerin her birine *yuvarlanma dairesi* denir. Dişli çarkların yuvarlanma daireleri yarıçapları $r_{o1} = mz_1/2$, $r_{o2} = mz_2/2$ ise buradan

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}} = \frac{z_2}{z_1} = \text{sabit} \quad (3.50)$$

eşitliği yazılabilir. Buradan şu önemli sonuç ortaya çıkar. Bir dişli çark mekanizmasının sabit hız iletebilmesi için, eş çalışan profillerinin herhangi bir temas noktasındaki ortak normalleri daima yuvarlanma dairelerinin değme noktasından (C noktası) geçmelidir. Bu deyim *dişli ana kanunu* olarak bilinmektedir (Cürgül 2005).

3.4. Düzeltilmiş Dişli Çarklar ve Profil Kaydırma İşlemi

Şimdiye kadar incelediğimiz standart dişli mekanizmaları, günümüz teknolojisinin artan yüksek güç ileme ve işletme emniyeti gibi isteklerinin artması ile yetersiz kaldığı durumlar ortaya çıkmıştır. Bu nedenle standart mekanizmalar üzerinde bir takım değişiklikler yaparak bu isteklere cevap verilebilmektedir. Bu tip değişikliğe uğramış dişli çarklara *düzeltilmiş dişli çarklar* adı da verilmektedir.

Dişli çarklarda düzeltme yapmanın alttan kesmeyi önlemek, montaj şartlarını iyileştirmek, küçük diş sayılarına gidebilmek ve mukavemeti arttırmak gibi 4 ana nedeni vardır (Cürgül 2005).

Dişli çarkları iyileştirmek için çeşitli yöntemler denenmiştir. Bunlar;

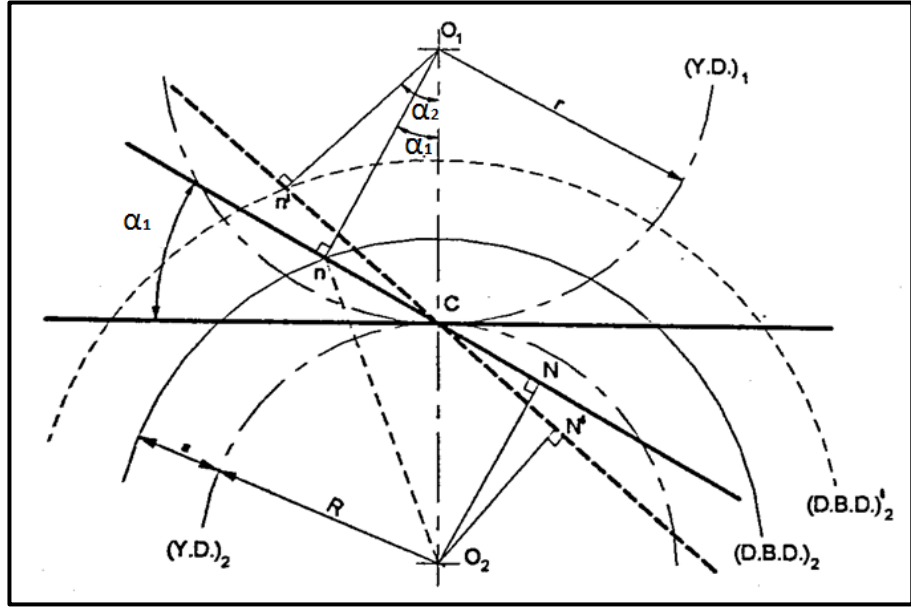
1. Kavrama açısını değiştirmek
2. Diş yüksekliğini değiştirmek
3. Diş kalınlığını değiştirmek
4. Profil kaydırmak

şeklinde sıralanabilir.

Kavrama açısını değiştirmek

Evolvert dişli çiftinde büyük dişlinin diş başı dairesi kavrama doğrusunu hiçbir zaman temel noktası dışında kesmemelidir. Aksi takdirde büyük dişlinin diş başı küçük dişlinin aktif profilini keser ve diş dibini zayıflatır. (*alttan kesme olayı*)

Kavrama açısı büyütüldüğünde dişli çarkın temel dairesinin çapı küçülecek ve böylece kavrama doğrusu ile temel noktası arasındaki açıklık artacaktır. Açı küçülmüş olsaydı evolvert temel dairesi büyüyecek ve böylece temastaki profiller ise evolvertten başka bir eğri olacaktır. Bu durum dişli çarkta alttan kesmeye sebep olmaktadır.



Şekil 16. İki dişli çarkın kavrama açısı arasındaki değişim (Cürgül 2005)

Şekil 16'dan;

$$\sin \alpha_1 = \sqrt{\frac{a^2 + 2aR}{r^2 + 2rR}} \quad (3.51)$$

olarak alttan kesme olmaksızın seçilebilecek en küçük kavrama açısını veren değer bulunabilir (Cürgül 2005).

Pratikte bir miktar alttan kesmeye izin verildiği göz önüne alındığında teorik ve pratik en küçük diş sayıları, kavrama açısına bağlı olarak Tablo 2’de olduğu gibidir.

Tablo 2. Kavrama açısına bağlı olarak en küçük diş sayısındaki değişme (Cürgül 2005)

α_o	$Z_{\min, \text{teorik}}$	$Z_{\min, \text{pratik}}$
15°	30	25
17,5°	22	18
20°	17	14
25°	11	9
30°	8	7

Kavrama oranı, α_o kavrama açısının büyük değerlerinde bile yeterli büyüklükte olabilmekte, ancak $\alpha_o > 25^\circ$ durumunda diş sayısı sınır değere inmeden diş başları çok sivrileşmektedir.

Kavrama açısının büyümesiyle dişlinin taban genişliği, dolayısıyla diş dibi mukavemeti artmaktadır. Ayrıca dişli çarktaki ezilme gerilmesi de azalmaktadır. Temel dairesi üzerindeki diş genişliği S_b

$$\frac{S_b}{m} = \cos \alpha_o \left(z \operatorname{ev} \alpha_o + \frac{\pi}{2} \right) \quad (3.52)$$

şeklindedir. $z=30$ diş sayısı için kavrama açısı ile diş dibi mukavemetinin değişimi Tablo 3’te verilmiştir.

Tablo 3. Diş dibi mukavemetinin kavrama açısı ile değişimi ($z=30$) (Cürgül 2005)

α_o	S_b/m
15°	1,69
20°	1,89
25°	2,24
30°	2,75

Özetlenecek olursa, kavrama açısını büyütmeyle daha küçük diş sayılarına inilebilir. Eğilme ve ezilme bakımından daha dayanıklı bir diş formu elde edilebilir. Buna karşılık kavrama açısı büyütülürse kavrama oranı küçülür, diş başı sivrileşir ve en önemlisi imalatla özel kesme bıçakları gerekir (Cürgül 2005).

Diş yüksekliğinin değiştirilmesi

Diş yükseklik faktörünün standart değerinden ($y=1$) küçük veya büyük alınması sınır diş sayısı ve kavrama oranını değiştirir. Örneğin $z_1 = z_2 = 30$ için diş yükseklik faktörüne bağlı olarak sınır diş sayısı ve kavrama oranı değişimi Tablo 4'teki gibidir.

Tablo 4. Diş yükseklik faktörüne göre sınır diş sayısı ve kavrama oranı değişimi ($z_1=z_2=30$) (Cürgül 2005)

y	z_{\min}	ε
0,5	9	0,86
0,8	14	1,32
1,0	17	1,66
1,2	21	1,89
1,5	26	2,30

$y < 1$ olan dişlilere tıknaz, $y > 1$ olan dişlilere ise uzun dişli denir. Tıknaz dişlilerde genel olarak $y=0,8$ alınır. Örneğin, $z_1 = z_2 = 30$ ve $y=0,8$ için $\varepsilon=1,32$ olup yeteri derecede büyüktür. Tıknaz dişliler daha rijit olup diğerlerine nazaran daha az aşınmaktadır. Ancak yüksek hızlarda gürültülü çalışmaktadır. Uzun dişlilerde ise daha çok $y=1,2$ alınır. Kavrama oranı 1,89'dur. Diş sayıları 21'den küçük alınamaz. Dişliler daha sessiz çalışırlar. En büyük sakıncaları özel kesici takım gerektirmeleridir (Cürgül 2005).

Diş kalınlığının değiştirilmesi

Çok az kullanılan bir düzeltme yöntemidir. En büyük özelliği standart dişlilerde kullanılan takımlar ve makinalarla imal edilmeleridir. Ancak imalat esnasında kesici takım diş profilinin önce bir tarafını, sonra diğer tarafını imal eder veya her iki diş yanağı için farklı bıçak kullanılır (Cürgül 2005).

Profil kaydırma

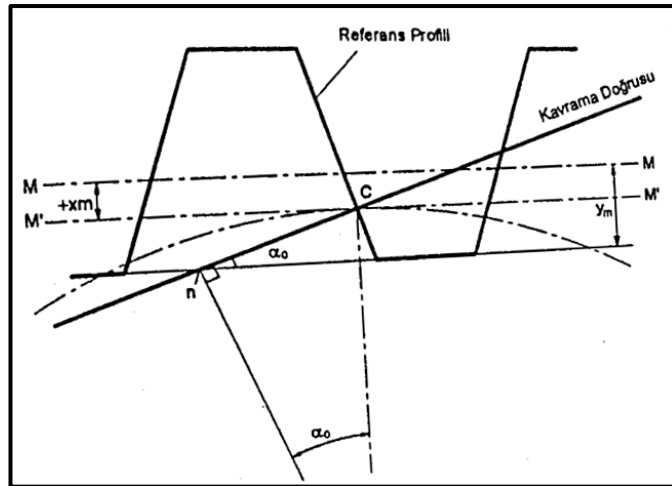
Dişli çark imalatında en çok kullanılan düzeltme yöntemidir. Bunun sebebi standart dişlilerde kullanılan takımlar ve makinalarla doğrudan yapılabilmesidir. Bu düzeltme yönteminin esasını; evolvent profilli dişlilerde sistemin kinematik durumda tek etkenin temel daire oluşu, dolayısıyla temel daire merkezlerinin birbirine nazaran çeşitli konumlara getirilebilmesi teşkil eder. Bu şekilde iki temel daireye ait evolventlerin çeşitli kesimlerinde birbiriyle dişli ana kanununa uygun olarak eş çalıştırılabilir. Eğer dişlilerden birinin diş sayısı sonsuz olursa (kremayer bıçağı) bununla imal edilecek dişliler de kendi aralarında çeşitli eksen konumlarında eş çalıştırılabilir. Aynı referans profili ile imal edilen dişliler de tekrar birbirleri ile eşleştirilebilir. Bu şekilde yeni bir mekanizma elde edilmiş olur (Cürgül 2005).

Dişli çarkların ana boyutları bölümünde profil kaydırma, profil kaydırma faktörü ve profil kaydırmaya bağlı olarak değişen boyutların hesaplamasından bahsedilmişti. Çalışmanın devamında da profil kaydırmanın mukavemete katkısı incelenecektir.

Profil kaydırma faktörünün alt değerini alttan kesme, üst değerini ise sivri tepe sınırlandırmaktadır.

Altan kesme (Profil kaydırma alt sınırı)

Referans profilinin baş doğrusu, herhangi bir profil kaydırma faktöründe eş çalıştığı (imal ettiği) dişlinin kavrama doğrusunu “n” noktası dışında kesmemelidir (Şekil 17).



Şekil 17. Altan kesme durumu (Cürgül 2005)

Sınır durumunda

$$y m = \overline{nC} \sin \alpha_o + xm = \overline{OC} \sin^2 \alpha_o + xm$$

$$y m = \frac{zm}{2 \sin^2 \alpha_o} + xm \quad (3.53)$$

ve buradan

$$z_{min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_o} (y - x) \quad (3.54)$$

yazılır. Sıfır dışısında

$$z_{omin} = \frac{2}{\sin^2 \alpha_o} \quad (3.55)$$

olduğu bilinmektedir. Böylece alttan kesme bakımından profil kaydırma faktörünün en küçük değeri

$$x \geq y - \left(\frac{z}{z_{omin}} \right) \quad (3.56)$$

şeklinde bulunur.

Çok az bir alttan kesme için bu faktör

$$\alpha_o = 15^\circ \quad \text{için} \quad x \geq \frac{25 - z}{30} \quad (3.57)$$

$$\alpha_o = 20^\circ \quad \text{için} \quad x \geq \frac{14 - z}{17} \quad (3.58)$$

olarak hesaba katılır.

Sivri tepe (Profil kaydırma üst sınırı)

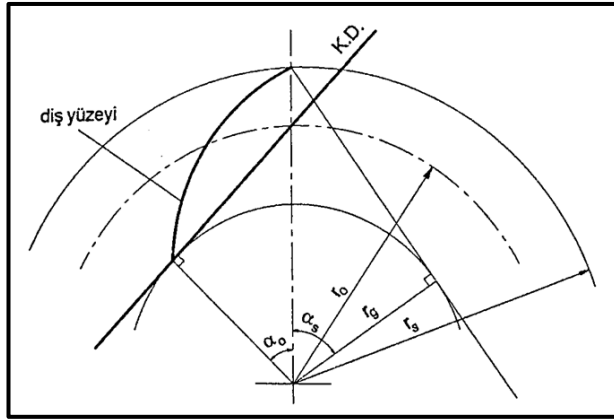
Profil kaydırma faktörü x 'in üst sınırını sivri tepe sınırlandırmaktadır. Herhangi bir yarıçaptaki dış kalınlığını veren eşitlik

$$s_o = 2r \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2xtana_o \right) - (ev\alpha - ev\alpha_o) \right] \quad (3.59)$$

şeklindedir. Sivri durumdaki indisleri s ile gösterilirse $s_s = 0$ olacağını göz önünde bulundurursak (Şekil 18) yukarıdaki eşitlik

$$ev\alpha_s = \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2xtana_o \right) + ev\alpha_o \quad (3.60)$$

şeklini alır. (Cürgül 2005)



Şekil 18. Sivri tepe durumu (Cürgül 2005)

Şekil 18'e göre

$$r_g = r_s \cos \alpha_s \quad (3.61)$$

$$r_g = r_o \cos \alpha_o \quad (3.62)$$

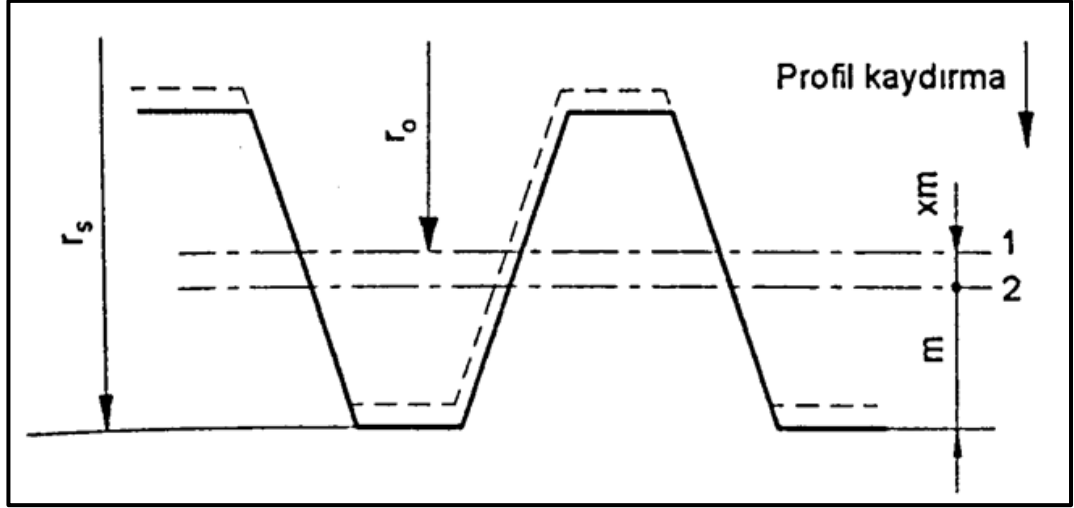
ve buradan

$$r_s = r_o \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_s} \right) \quad (3.63)$$

yazılabilir. Bu durumu referans profili üzerinde Şekil 19'daki gibi gösterilebilir. Bu şekilde göre;

$$r_s = r_o + xm + m \quad (3.64)$$

yazılır. Burada r_o taksimat dairesi yarıçapı, r_s sivri tepenin yarıçapı, α_s sivri tepeye karşılık gelen kavrama açısı ve α_o standart kavrama açısıdır.



Şekil 19. Profil kaydırma durumu (Cürgül 2005)

$$r_o = \frac{z \cdot m}{2} \quad (3.65)$$

bilinen bağıntısını göz önüne alarak

$$m \left(\frac{z}{2} + x + 1 \right) = \frac{z}{2} \left(\frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_s} \right) m \quad (3.66)$$

olur. Bu bağıntıları kullanarak;

$$\cos \alpha_s = \frac{\left(\frac{z}{2} \cos \alpha_o \right)}{\left(\frac{z}{2} + x + 1 \right)} \quad (3.67)$$

bulunur ve

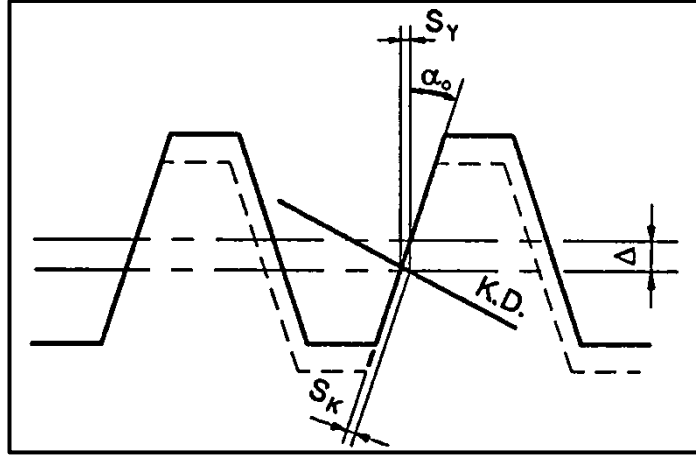
$$eva_s = \frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \tan \alpha_o \right) + eva_o \quad (3.68)$$

eşitliği ile beraber sivri tepe için gerekli şartlar elde edilir (Cürgül 2005).

Düzeltilmiş Dişli Mekanizmaları

Dişli mekanizmalarına daha önce boyutlandırma hesapları anlatılırken değinilmiştir. *Sıfır* (O) *dişli çark mekanizması*, *sıfır kaydırmalı* (K-O) *dişli çark mekanizması* ve *kaydırmalı* (K) *dişli çark mekanizması* olmak üzere 3 çeşit olduğu, bunların tanımları ve boyutlandırma hesapları yapılmıştır. Bu bölümde de bu 3 mekanizma türünün bazı özelliklerinden bahsedilecektir.

Sıfır (O) dişli çark mekanizması: İki standart dişliden meydana gelen standart bir mekanizmadır. Eksen açıklığı ve diş mukavemeti bakımından özel isteklerin olmadığı durumlarda kullanılır. Taksimat daireleri ile yuvarlanma daireleri aynıdır. Eksenler arası uzaklık sıfır mekanizmalarda a_o 'dır. Bu değer standart eksen açıklığını verir. İstenildiğinde bu değer bir miktar artırılarak dişli mekanizması sıfır mekanizma bırakılarak istenen diş boşluğu elde edilebilir.



Şekil 20. Sıfır mekanizmada diş boşluğu (Cürgül 2005)

Eksenler arası açıklık Δ kadar büyütülürse, kavrama doğrusunun doğrultusunda meydana gelen boşluk;

$$s_k = 2\Delta \sin \alpha_o \quad (3.69)$$

ve yuvarlanma doğrusu üzerinde meydana gelen eksenel boşluk ise,

$$s_y = 2\Delta \tan \alpha_o \quad (3.70)$$

şeklinde hesaplanır (Cürgül 2005).

Sıfır kaydırmalı (K-O) dişli çark mekanizması: Dış dişli mekanizmalarda $z_1 < z_{\min}$ ise alttan kesmeyi önlemek için bir (+K) dişlisi yapılır. Buna karşılık büyük dişlinin diş sayısı yeterince büyük ise eksen açıklığının değişmemesi için büyük dişli de (-K) dişlisi olarak yapılır. Bu durumda her iki dişlinin profil kaydırma faktörlerinin matematiksel toplamı sıfırdır. (K-O) mekanizmalarındaki eksenler arası aralık (O) mekanizmalarındaki gibidir. Taksimat daireleri birbirine temas eder, ancak referans profilinin M-M doğrusu bu temas noktasından geçmez.

(K-O) mekanizmasındaki profil kaydırma faktörleri

$$x_1 = \frac{14 - z_1}{17} \quad \text{ve} \quad x_2 = \frac{14 - z_2}{17}$$

şeklindedir. Her iki profil kaydırma faktörleri toplamının sıfır olması şartından;

$$\frac{14 - z_1}{17} + \frac{14 - z_2}{17} = 0 \quad (3.71)$$

bağıntısı yazılabilir. Buradan da görüldüğü gibi $\alpha_o = 20^\circ$ de mekanizma dişlilerinin diş sayıları toplamı $z_1 + z_2 \geq 28$ olmalıdır.

Küçük ve büyük dişlinin eş mukavemette olması isteniyorsa bu düzeltme şekli uygulanmalıdır. Çünkü;

$$i = \frac{z_2}{z_1} < 3 \quad \text{ise}$$

az bir hata ile

$$x_2 = -x_1 = z_1(i + 1) \frac{ev\alpha_o}{4 \tan\alpha_o} \quad (3.72)$$

şartı yazılabilir.

İç dişli mekanizmalarında ise her iki faktörü de pozitif olmalıdır (Cürgül 2005).

Kaydırmalı (K) dişli çark mekanizması: Bu mekanizmada taksimat daireleri, mekanizma konumunda birbirine teğet değildir. Bu nedenle (K) mekanizmalarda eksenler arası açıklık diğer mekanizmalardan farklıdır. Standart mekanizmalardaki eksenler arası açıklık

$$a_0 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (3.73)$$

ve (K) mekanizmasında eksenler arası açıklık

$$a = a_0 \frac{\cos\alpha_o}{\cos\alpha} \quad (3.74)$$

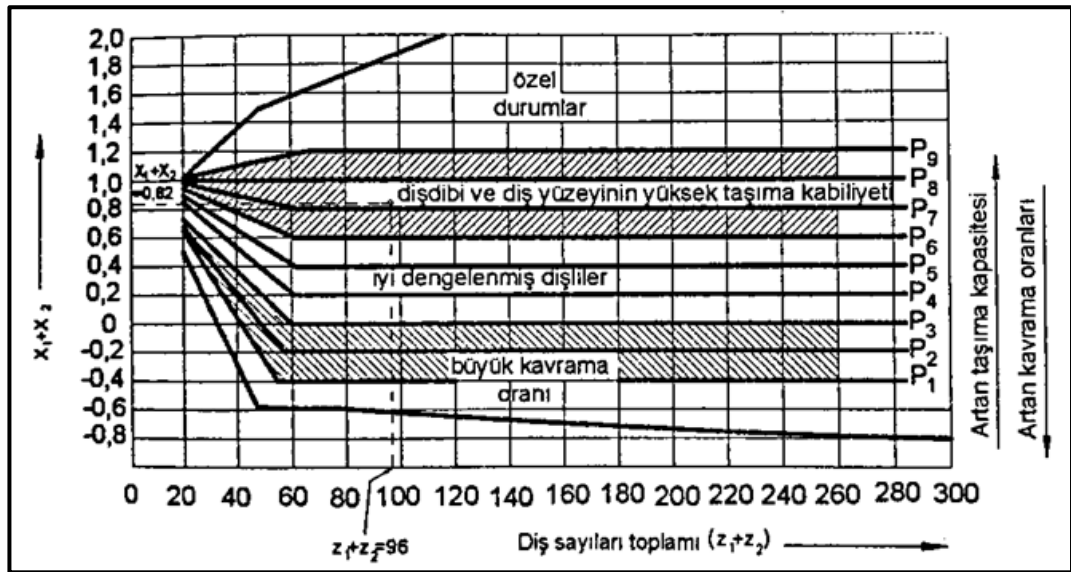
bağıntıları ile hesaplanır. Belirli bir modül z_1 ve z_2 diş sayıları değerlerine sahip mekanizmanın standart eksen aralığı a_0 iken, bu mekanizmayı başka bir a ($a \neq a_0$) eksen aralığına yerleştirmek için profil kaydırma yöntemi uygulanır. Yani imalat esnasında dişli çarklar $\Delta = a - a_0$ eksen kaçıklığı ile imal edilirler. Böylece profil kaydırma faktörlerinin toplam değeri

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_0} (ev\alpha - ev\alpha_0) \quad (3.75)$$

olur. $x_1 + x_2$ toplam profil kaydırma değeri iki dişliye belirli oranlarda taksim edilir. Bu işlem için şu yol takip edilir.

Dişli çarkın yük taşıma yeteneği veya kaydırma oranını artırma istekleri doğrultusunda Şekil 21'den P doğruları yardımıyla $z_1 + z_2$ diş sayısına karşılık gelen $x_1 + x_2$ değeri okunur.

Mekanizmanın hızlıdan yavaşa veya yavaştan hızlıya olan çalışma şartlarına bağlı olarak Şekil 22'den L doğruları veya Şekil 23'den S doğruları yardımı ile ortalama diş sayısı $z = z_1 + z_2 / 2$ için ortalama profil kaydırma faktörü $x = x_1 + x_2 / 2$ değerlerinin kesiştiği nokta bulunur. Böylece en uygun L veya S doğrusu seçilmiş olur. Belirlenen nokta doğrulardan biri üzerinde çakışmışsa noktaya en yakın doğruya bir paralel çizilerek gereken doğrultu belirlenir.



Şekil 21. Profil kaydırma faktörlerinin kontrolü (Cürgül 2005)

Daha sonra yatay ekseninde z_1 diş sayısı noktasından çıkarılan dikmenin, önceden bulunmuş olan doğruyu kestiği nokta yatay olarak x eksenine birleştirilir. Böylece x_1 değeri okunur. Benzer şekilde yatay ekseninde z_2 noktasından çıkarılan dikmenin belirlenen doğruyu kestiği noktadan çizilen yatay doğru yardımı ile z_2 faktörü okunur (Cürgül 2005).

Örneğin $z_1 = 32$ ve $z_2 = 64$ diş sayılarına sahip mekanizmada yüksek mukavemet isteniyor olsun. $z_1 + z_2 = 96$ için Şekil 21'den $x = x_1 + x_2 = 0,82$ değeri okunur. Bu mekanizma hızlıdan yavaşa çalışıyorsa Şekil 22'de yatay eksen üzerine $z = z_1 + z_2 / 2 = 48$ değerinden çıkarılan dik doğrultu ile düşey eksen üzerinde işaretlenen $x = x_1 + x_2 / 2 = 0,41$ doğrultusunun kesişme noktası $L13$ doğrusunun biraz üzerindedir. Bu doğruya çizilen paralel doğru üzerinde $z_1 = 32$ için $x_1 = 0,44$ ve $z_2 = 64$ için $x_2 = 0,38$ değerleri okunur (Cürgül 2005).

(K) mekanizmasındaki diş yüksekliği sıfır mekanizmasındakinden genel olarak daha küçüktür. Her iki duruma ait diş yükseklikleri farkı

$$h - h_o = (x_1 + x_2)m - (a - a_o) \quad (3.76)$$

şeklindedir.

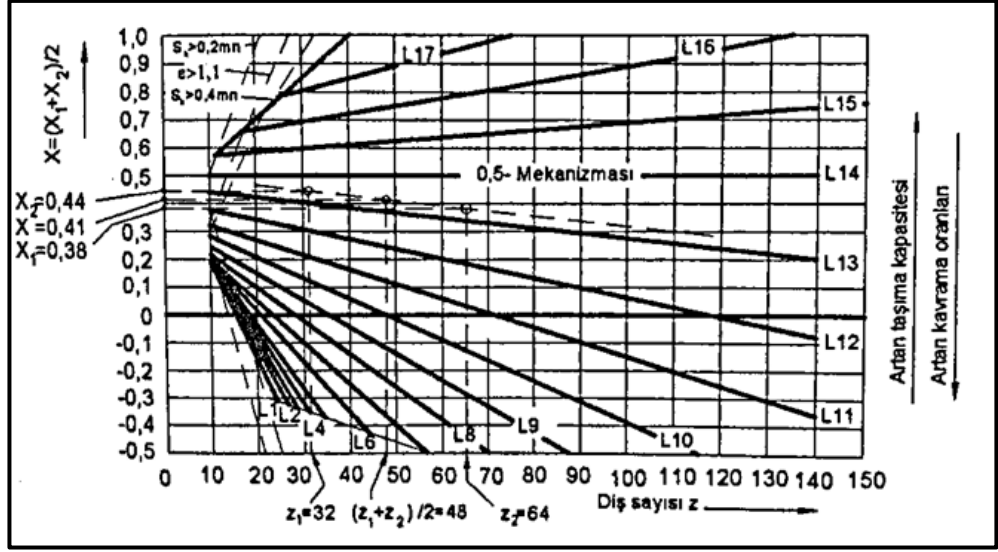
Diş boyu kısaltma faktörü v ile gösterilir ise;

$$v = \frac{h_o - h}{m} \quad (3.77)$$

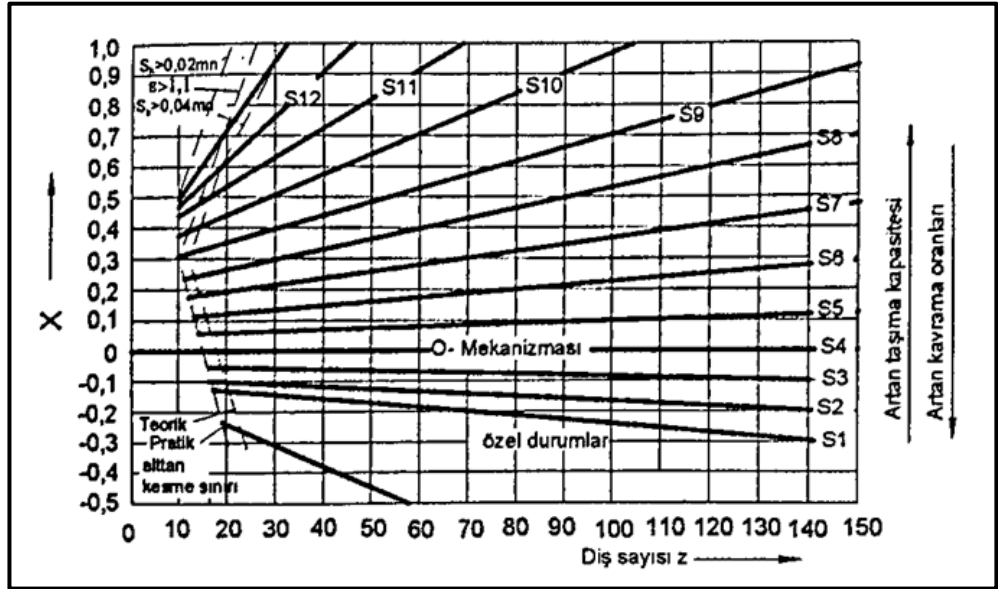
şeklinde yazılabilir (Cürgül 2005).

Toplam profil kaydırma faktörü x_1 ve x_2 bileşenlerine bölünürken dikkat edilecek husus; dişlilerin diş dibi mukavemetlerinin mümkün olduğunca birbirine yakın olmasıdır ve küçük dişlide diş dibi kesilmesi tehlikesinden uzak durulmasıdır. Diş sayıları oranı i 'ye bağlı küçük dişliye uygulanacak profil kaydırma faktörü aşağıdaki denklem ile de bulunabilir (Babalık 2006).

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\log i_{ger}}{\log \frac{z_1 z_2}{100}} \quad (3.78)$$



Şekil 22. Profil kaydırma faktörlerinin seçimi (Hızlıdan yavaş) (Cürgül 2005)



Şekil 23. Profil kaydırma faktörlerinin seçimi (Yavaştan hızlıya) (Cürgül 2005)

3.5. Düz ve Helisel Dişli Çarklar Arasındaki Hesaplama Farkları

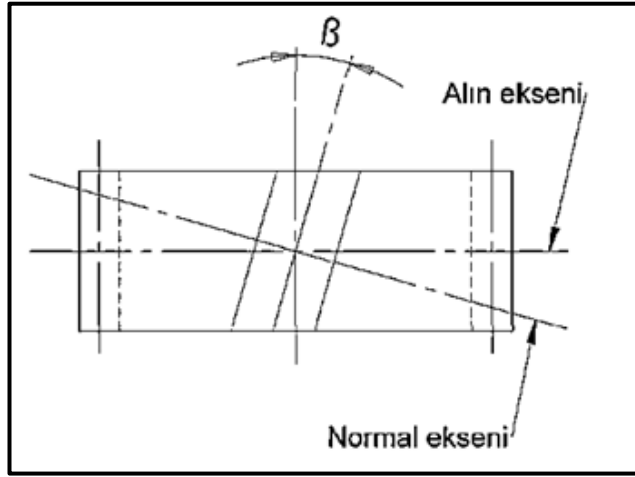
Silindirik düz dişli çarklar için ifade edilen temel kavramların ve boyutların genel bir anlam taşıdığını, bu kavramları diğer dişli çarklar için de geçerli olduğunu ve burada elde edilen denklemlerin az bir değişiklikle diğer dişli çarklara uygulanabileceğini daha önce ifade edilmişti. Buraya kadar düz dişli çarkları incelendi ve bu bölümde elde edilen bağıntıları helisel dişli çarklar için nasıl kullanılabileceği incelenecektir.

Helisel dişli çarkların boyutları ve faktörleri tarif edilirken, dişli eksenine dik “alın kesiti” ve diş doğrultusuna dik “normal kesit” olmak üzere iki kesitin göz önüne alınması gerekir. Buna göre alın kesitine karşılık gelen bir alın referans profili ve normal kesite karşılık gelen bir normal referans profili mevcuttur. Helisel dişli çarklarda normal referans profili ve bu profile bağlı olan faktörler standarttır.

Helisel dişli çarklarda, dişler hatvesi H olan bir helisin parçası durumundadır. Eş çalışan iki helis dişlinin alın yüzeylerinin aynı düzlemde olabilmesi için β helis açıları eşit olmalıdır.

Helis açısı β 'yı tamamlayan γ açısı, eğim açısıdır ve $\beta + \gamma = 90^\circ$ 'dir.

$$H = \frac{\pi \cdot d_o}{\tan \beta} \quad (3.79)$$



Şekil 24. Helisel dişli çarklarda alın ve normal eksen (Cürgül 2005)

Düz dişli mekanizmalarına göre, helisel dişli mekanizmaların özellikleri şu şekilde açıklanabilir;

Helisel dişli çarkların taksimatı ve buna bağlı olan modülü alın veya normal kesitte ifade edilebilir. Alın kesitteki modül m_a ve normal kesitteki modül m_n ile ifade edilirse

$$m_a = \frac{m_n}{\tan \beta} \quad (3.80)$$

olur. Normal referans kesiti standart olduğundan Tablo 1'den alınan standart modül m_n normal modüldür.

Aksi belirtilmediği sürece düz dişli çarklardaki hesaplamalarda modül değerine

$$m_a = \frac{m_n}{\tan\beta}$$

yazıldığında denklemler helisel dişli çarklara uyarlanmış olurlar. $\beta = 0$ için $\cos\beta = 1$ ve $m_a = m_n$ olur. Bu çalışmada boyutlandırma hesaplarında helisel dişli çarklar esas alınmıştır. Düz dişli çark ayırımı için $\beta = 0$ eşitliği yeterli olacaktır.

3.6. Dişli Çarkların Mukavemet Bakımından İncelenmesi

3.6.1. Dişli çarkların mukavemet hesaplamalarında kullanılan faktörler

Dişli çarkların mukavemet hesaplarında kullanılan faktörler tek tek ele alınacak ve nerelerde nasıl kullanılacağı anlatılacaktır.

3.6.1.1. Genişlik faktörü (ψ_d, ψ_m, ψ_t)

Dişlilerin genişli dişli çarkın yük taşıma kabiliyetini, yük dağılımını ve işleme kabiliyetini etkiler. Teorik olarak genişlik faktörü ve buna bağlı olarak dişlinin b genişliği arttıkça dişli çarkın yük taşıma kabiliyeti büyür. Ancak diş genişliği büyük olduğu durumda, gerek millerin deformasyonları ve gerekse işleme hatalarından dolayı yükün bir tarafa yığılmasına ve buna bağlı olarak köşe kırılmalarına yol açar. Bu faktörler göz önüne alındığında genişlik faktörü dikkatli seçilmelidir. Genişlik faktörleri

$$\psi_d = \frac{b}{d_o} \quad (3.81)$$

$$\psi_m = \frac{b}{m} \quad (3.82)$$

$$\psi_t = \frac{b}{t} \quad (3.83)$$

denklemleri ile hesaplanabilir. (Akkurt 1980 ve Cürgül 2005).

Tablo 5. Yataklama durumuna göre genişlik faktörü seçimi (Akkurt 1980)

Dişli çarkın yataklama durumu	ψ_d
İyi yataklanmamış veya kalitesi düşük olan	$\leq 0,4$
Her iki tarafından yataklanmış, kalitesi normal olan	$\leq 0,5$
Rijit ve doğru olarak yataklanmış, iyi işlenmiş	≤ 1
Türbin mekanizmalarında kullanılan, kalitesi yüksek	≤ 2

Tablo 6. İşlenme hassasiyetine göre genişlik faktörü seçimi (Cürgül 2005)

İşlenme hassasiyeti	ψ_t
İşlenmemiş (döküm dişli)	2
Kaba işlenmiş dişlilerde	3-4
Hassas işlenmiş dişlilerde	6
Hassas işlenmiş ve iki tarafından yataklanmış dişlilerde	8-10

Tablo 7. Yataklama durumuna göre genişlik faktörü seçimi (Akkurt 1980)

Dişli kalitesi	Yataklama şekli	ψ_m
11-12	Çelik konstrüksiyon, hafif gövde	10 ... 15
8-9	Çelik konstrüksiyon, tek taraflı yatak	15 ... 25
6-7	İki taraftan yataklanmış	20 ... 30
6-7	Çok iyi, rijit yataklanmış	40 ... 60
5-6	$b/d_1 < 1$, çok iyi, rijit yataklanmış	40 ... 60
	Hassas cihazlarda düz dişli	10
	Hassas cihazlarda helisel dişli	16

Mukavemet hesaplamaları sırasında kullanılan farklı bağıntılarda bu genişlik faktörlerinden biri kullanılır. Hesaplamalardan sonra kullanılmayan diğer bir faktör ile elde edilen sonuçlar kontrol edilebilir.

3.6.1.2. İşletme faktörü (K_A)

Motor ve iş makinasının özellikleri, aradaki mil, kavrama, kasnak gibi elemanların kütleleri çeşitli darbe ve moment düzgünsüzlükleri oluşturur ve bunlar dişliye gelen kuvveti önemli ölçüde etkiler. Bu etkiye işletme faktörü denir. Tablo 8’de DIN 3990’a göre işletme faktörleri verilmiştir (Babalık 2009).

Tablo 8. İşletme faktörü (Akkurt 1980)

İş makinası	Motor Cinsi		
	Elektrik veya türbin	Çok silindirli içten yanmalı	Tek silindirli içten yanmalı
Düzgün	1,00	1,25	1,50
Orta Darbeli	1,25	1,50	1,75
Ağır Darbeli	1,75	2,00	2,25

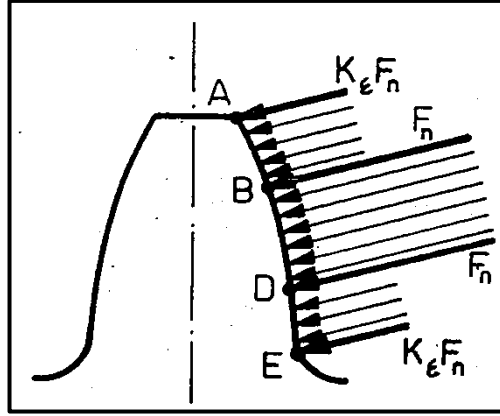
3.6.1.3. Kavrama faktörü (K_e)

Kuvvetin profil üzerindeki dağılışı kavrama oranı ε ’a bağlıdır (Şekil 25). Bu yüzden diş zorlayan kuvvetin diş başındaki A noktasında tesir ettiği düşünülürse, kuvvet ε değerine bağlı olarak nominal değerden daha küçük olur. Hesap bakımından bu olay kavrama faktörü denilen K_e değeri ile göz önüne alınır (Akkurt 1980).

Tablo 9’ da helisel dişli çarklarda profil kavrama oranının normal kavrama açısı ile helis açısı arasındaki ilişkiye bağlı olarak değerleri verilmiştir (Cürgül 2005).

Tablo 9. Helisel dişlilerde profil kavrama oranı (Cürgül 2005)

α	β			
	0°	15°	30°	45°
14,5°	2,10	2,01	1,71	1,26
17,5°	1,88	1,79	1,53	1,13
20°	1,73	1,65	1,41	1,05
25°	1,52	1,45	1,25	0,95



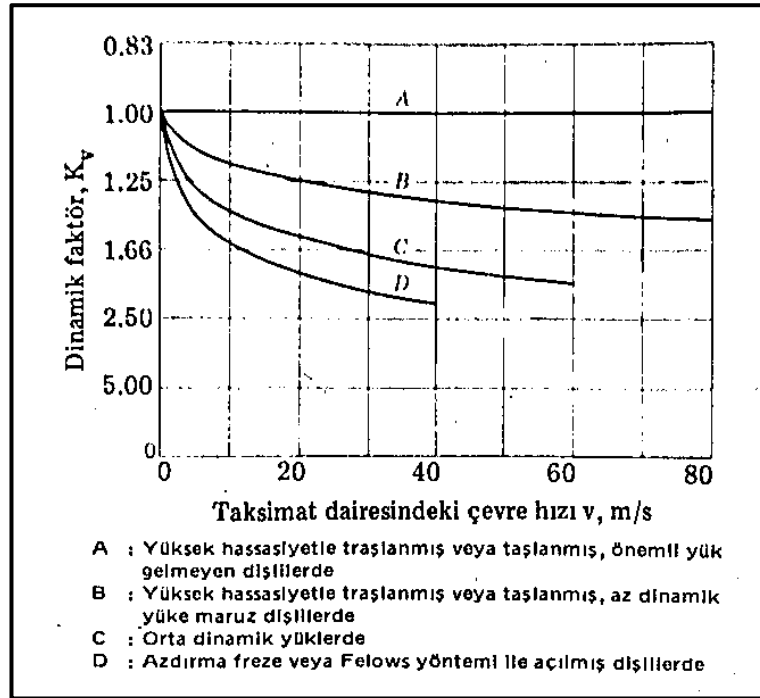
Şekil 25. Diş profili üzerine gelen yükleme dağılımı (Akkurt 1980)

K_{ϵ} , profil kavrama oranı ve helis açısına bağlıdır (Babalık 2009).

$$K_{\epsilon} = 0,25 + \frac{0,75}{\epsilon} \cos^2 \beta \quad (3.84)$$

3.6.1.4. Dinamik ve hız faktörü (K_v)

Genellikle taksimat veya profil hatalarına, çevre hızına, dönen sistemlerin rijitliğine, birim genişliğe gelen kuvvete ve dişlerin rijitliğine bağlıdır. Pratikte dişli çarkın kalitesine ve çevre hızlarına göre verilmektedir (Şekil 26) (Akkurt 1980).



Şekil 26. Çevre hızına göre dinamik faktör seçimi (Akkurt 1980)

Dinamik faktörü grafikten seçerken hız

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi d_2 n_2}{60000} \quad (3.85)$$

şeklinde hesaplanabilir.

3.6.1.5. Yük dağılım faktörü (K_m)

Millerin rijitliğine ve dişlerin işleme doğruluğuna bağlı olan bir faktördür. Tablo 10'da $HB \geq 3500 \text{ N/mm}^2$ ve 8. Kalite dişli için yük dağılım faktörü tablosu verilmiştir. Daha kaliteli (7. ve bunun altındaki) veya kaba (9. Kalite) dişliler için bu değerler %5 ile %10 arasında azaltılabilir veya artırılabilir.

Tablo 10. Yük dağılım faktörü ($HB \geq 3500 \text{ N/mm}^2$ ve 8. Kalite dişli için) (Akkurt 1980)

$\psi_d = \frac{b}{d_{o1}}$	Her iki taraftan simetrik olarak yataklanmış dişli	Asimetrik olarak yerleştirilmiş dişli		Karışık şekilde yerleştirilmiş dişli
		Çok rijit mil	Rijitliği az olan mil	
0,20	1,00	1,00	1,05	1,15
0,40	1,00	1,04	1,10	1,22
0,60	1,03	1,08	1,16	1,32
0,80	1,06	1,13	1,22	1,45
1,00	1,10	1,18	1,29	-
1,20	1,14	1,23	1,36	-
1,40	1,19	1,29	1,45	-
1,60	1,25	1,35	1,55	-

HB sertliği 3500 N/mm^2 'den küçük olan dişlilerde

$$K_m = \frac{K_m \text{ tablo} + 1}{2} \quad (3.86)$$

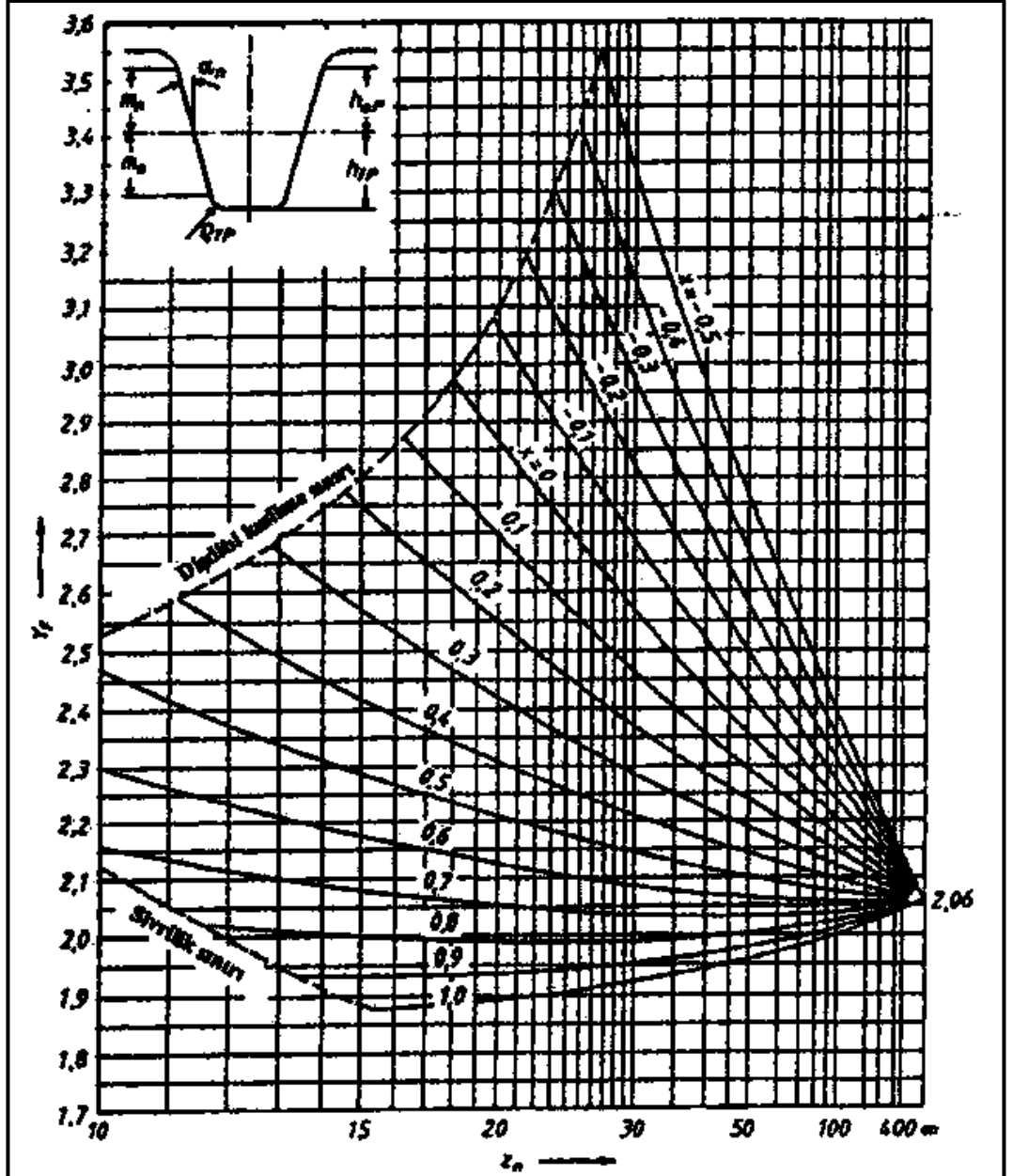
olarak alınabilir.

Plastik malzemelerden yapılmış dişliler için $K_m \approx 1$ alınabilir (Akkurt 1980).

3.6.1.6. Form faktörü (K_f)

Diş şeklinin eğilme gerilmesine etkilerini içeren faktördür. Diş sayısına ve profil kaydırma oranına bağlıdır (Babalık 2009).

Tablo 11'deki tabloda ve Şekil 27 'deki diyagramda eşdeğer diş sayısı ve profil kaydırma oranına (x) göre diş form faktörü verilmiştir.



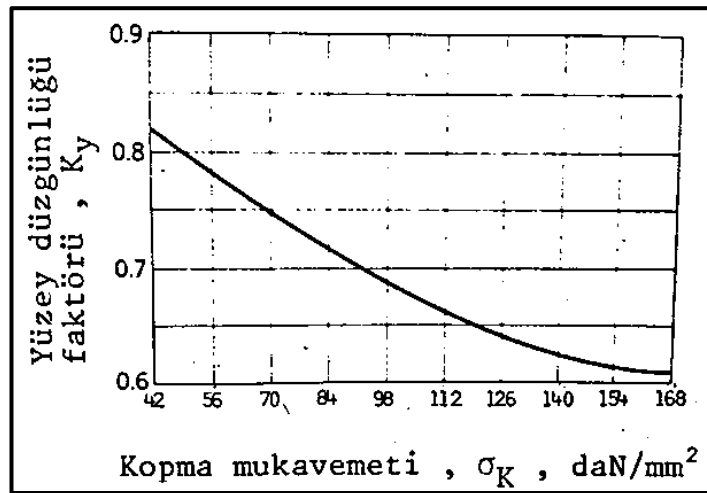
Şekil 27. Form faktörü (Babalık 2009)

Tablo 11. Form faktörü (Babalık 2009)

Zn	Profil Kaydırma Faktörü x																														
	-0,6	-0,5	-0,4	-0,3	-0,2	-0,1	0	+0,1	+0,2	+0,3	+0,4	+0,5	+0,6	+0,7	+0,8	+0,9	+1	+1,1	+1,2	+1,3	+1,4										
7												2,84																			
8												2,98	2,69	2,47																	
9												2,84	2,60	2,40	2,22																
10												2,99	2,73	2,52	2,34	2,18															
11												3,15	2,87	2,65	2,46	2,30	2,16	2,05													
12												2,93	2,79	2,58	2,41	2,27	2,14	2,04													
13												2,93	2,72	2,53	2,38	2,24	2,12	2,03	1,96												
14												3,36	3,10	2,86	2,66	2,48	2,34	2,22	2,11	2,03	1,95										
15												3,25	3,01	2,79	2,60	2,44	2,31	2,20	2,10	2,02	1,95	1,89									
16												3,45	3,16	2,95	2,74	2,56	2,42	2,29	2,18	2,09	2,02	1,95	1,89								
17												3,35	3,09	2,88	2,69	2,53	2,39	2,27	2,17	2,08	2,01	1,95	1,89	1,85							
18												3,53	3,26	3,02	2,82	2,65	2,50	2,37	2,26	2,16	2,08	2,01	1,95	1,90	1,86						
19												3,72	3,44	3,20	2,96	2,78	2,61	2,47	2,35	2,24	2,15	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,83				
20												3,62	3,35	3,12	2,91	2,74	2,58	2,45	2,33	2,23	2,14	2,07	2,01	1,95	1,90	1,87	1,84				
21												3,53	3,28	3,07	2,87	2,70	2,55	2,43	2,32	2,22	2,14	2,06	2,01	1,95	1,91	1,87	1,84	1,82			
22												3,45	3,20	3,01	2,83	2,67	2,52	2,41	2,30	2,21	2,13	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83			
23												3,64	3,38	3,15	2,96	2,80	2,64	2,50	2,39	2,29	2,20	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,85	1,83	1,82	
24												3,55	3,30	3,10	2,92	2,75	2,61	2,48	2,37	2,28	2,19	2,12	2,06	2,00	1,95	1,91	1,88	1,86	1,84	1,83	
25												3,73	3,45	3,25	3,05	2,88	2,72	2,58	2,46	2,36	2,27	2,19	2,12	2,05	2,00	1,95	1,92	1,88	1,86	1,84	1,83
30	3,61	3,35	3,18	3,01	2,85	2,72	2,60	2,48	2,38	2,30	2,22	2,16	2,10	2,04	2,00	1,96	1,93	1,90	1,88	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	
40	3,15	3,00	2,86	2,75	2,63	2,54	2,45	2,37	2,30	2,24	2,18	2,13	2,08	2,04	2,01	1,97	1,95	1,93	1,91	1,90	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	1,89	
50	2,90	2,78	2,68	2,59	2,50	2,43	2,36	2,31	2,25	2,20	2,15	2,11	2,07	2,03	2,02	1,98	1,97	1,94	1,93	1,92	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	1,91	
60	2,75	2,65	2,57	2,50	2,42	2,37	2,32	2,25	2,22	2,17	2,13	2,10	2,08	2,04	2,02	1,99	1,98	1,96	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	1,94	
100	2,46	2,40	2,35	2,32	2,26	2,24	2,21	2,17	2,15	2,12	2,10	2,10	2,08	2,06	2,04	2,03	2,01	2,00	1,99	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	1,98	
200	2,27	2,24	2,21	2,19	2,17	2,15	2,14	2,12	2,10	2,10	2,08	2,07	2,05	2,04	2,04	2,02	2,02	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	2,01	
400	2,17	2,15	2,14	2,13	2,12	2,11	2,10	2,09	2,08	2,08	2,08	2,07	2,06	2,06	2,05	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	2,04	
∞	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07	

3.6.1.7. Yüzey düzgünlüğü faktörü (K_y)

Azdırma veya Felows yöntemiyle imal edilen dişliler için Şekil 28'deki diyagram kullanılabilir. Ayrıca aynı diyagram taşlanmış ve tıraşlanmış dişliler için de kullanılabilir (Akkurt 1980).



Şekil 28. Yüzey düzgünlüğü faktörü (Akkurt 1980)

3.6.1.8. Büyüklük faktörü (K_b)

Kesin bir kural olmamakla beraber şu değerler tavsiye edilir (Akkurt 1980).

$$m < 5\text{mm} \quad \text{için} \quad K_b = 1$$

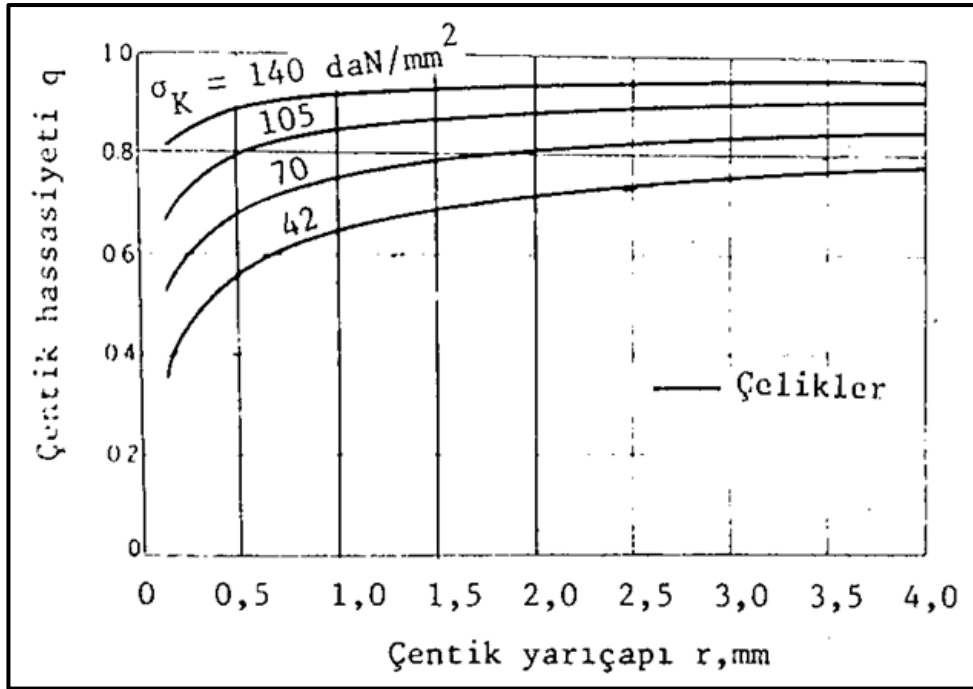
$$m \geq 5\text{mm} \quad \text{için} \quad K_b = 0,85$$

3.6.1.9. Çentik faktörü (K_ζ)

Diş tabanının dişli gövdesine kavuştuğu geçiş yerinde meydana gelen gerilme yığılmalarını göz önüne alan faktördür. Çentik faktörü

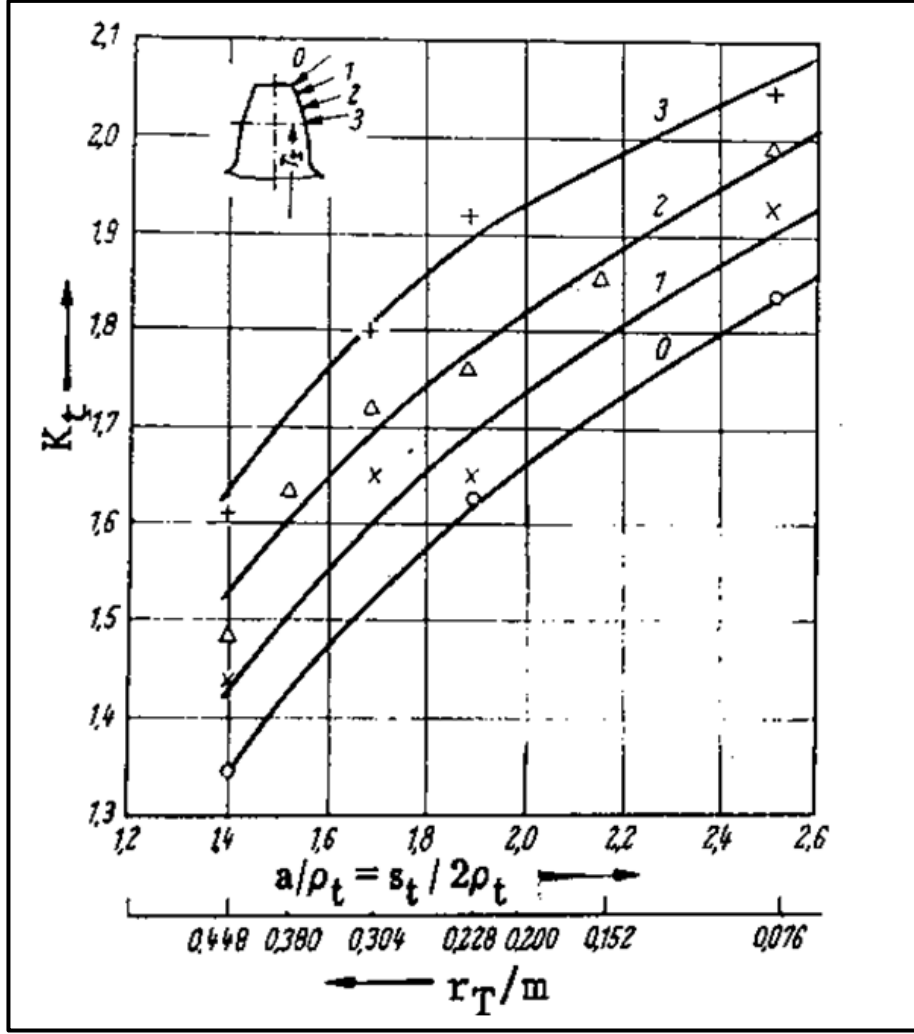
$$K_\zeta = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.87)$$

denkleminde bulunur. q çentik hassasiyet faktörü (Şekil 29) ve K_t teorik çentik faktörüdür.



Şekil 29. Çentik hassasiyet faktörü (Akkurt 1980)

Teorik çentik faktörünün değerini tayin etmek için bazı ampirik bağıntılar mevcuttur. Ancak burada Şekil 30 'da gösterilen Winter ve Hint'in deney sonuçları olarak elde ettikleri değerler kullanılacaktır. (Akkurt 1980)



Şekil 30. Teorik çentik faktörü (Akkurt 1980)

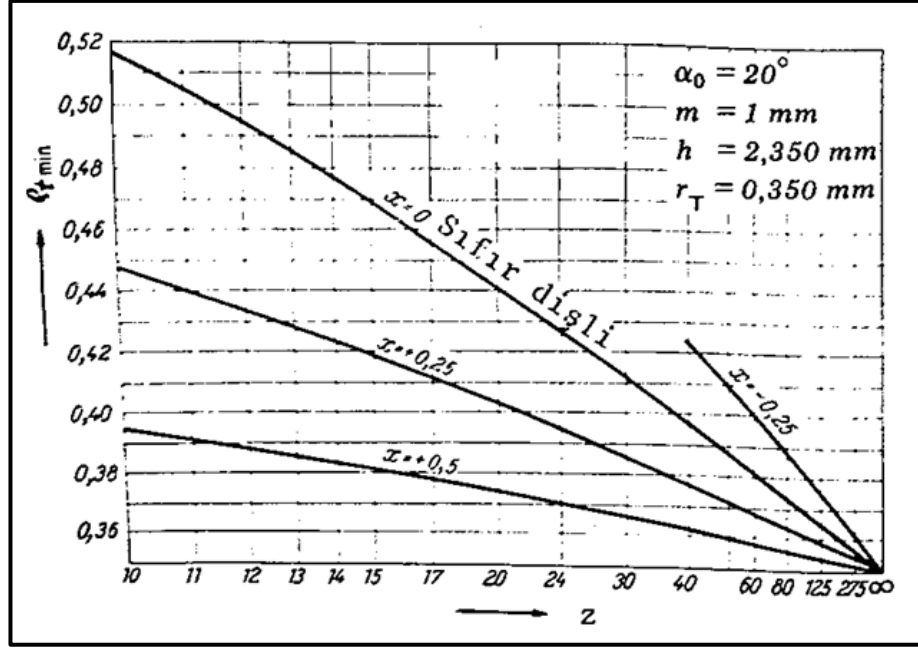
0, 1, 2 ve 3 ile gösterilen eğriler kuvvetin uygulama noktasının konumuna bağlıdır. Diyagramda teorik çentik faktörü değerini etkileyen diş tabanının kalınlığına (s_t) ve geçiş yerindeki kavisin yarıçapına (ρ_t) bağlı olarak verilmiştir.

Diş tabanının kalınlığı yaklaşık olarak

$$s_t \approx t/2 = 0,5 \cdot \pi \cdot m \quad (3.88)$$

bağıntısıyla hesaplanabilir.

Geçiş yerindeki kavisin yarıçapı ise Şekil 31 'deki diyagramdan diş sayısı ve profil kaydırma faktörüne bağlı olarak verilmiştir (Akkurt 1980).



Şekil 31. Geçiş yerindeki kavisin yarıçapı (Akkurt 1980)

3.6.1.10. Güvenilirlik faktörü (K_R)

Malzemenin sürekli mukavemet sınırları geniş bir dağılım göstermektedir. %50 bir güvenilirliği esas alarak daha yüksek güvenilirlik Tablo 12' de verilmiş olan güvenlik faktörü ile göz önüne alınır (Akkurt 1980).

Tablo 12. Güvenilirlik faktörü (Akkurt 1980)

%R	K_R
50	1
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,752
99,99	0,704

3.6.1.11. Ömür faktörü (K_L)

Sürekli mukavemet sınırı $N \geq N_0 = 10^7$ bir yük tekrarlama sayısı yani *sonsuz ömür* için geçerlidir. Daha küçük bir yük tekrarlama sayısı yani sonlu ömür için elemanın mukavemet sınırı Tablo 13 ' deki ömür faktörü ile göz önüne alınır (Akkurt 1980).

Tablo 13. Ömür faktörü (Akkurt 1980)

Ömür N	Yüzey bas. Hesabına bağlı ömür faktörü	Mukavemet hesabına bağlı olan ömür faktörü				
		Silindirik dişliler				Konik dişliler
		160 HB	250 HB	450 HB	Sementasyon*	Sementasyon*
10^3	...	1,60	2,40	3,40	2,70	4,60
10^4	1,50	1,40	1,90	2,40	2,00	3,10
10^5	1,30	1,20	1,40	1,70	1,50	2,10
10^6	1,10	1,10	1,10	1,20	1,10	1,40
10^7	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

*sementasyon yüzey sertliği minimum 55HRC olmalıdır.

3.6.1.12. Zorlanma faktörü (K_Z)

Genel değişken yani tek yönlü çalışan dişlilerin zorlanma hali zorlanma faktörü ile göz önüne alınır. Buna göre;

Sık sık yön değiştiren dişlilerde $K_Z = 1$

Tek yönlü çalışan dişlilerde $K_Z = 1,4$

alınması tavsiye edilir (Akkurt 1980).

3.6.1.13. Emniyet katsayısı (S)

Dişli çarkların mukavemet sınırlarını ifade eden faktörler iyi tayin edilirse, emniyet katsayısı $S = 2$ alınması tavsiye edilir (Akkurt 1980).

3.6.1.14. Malzeme faktörü (K_E)

Dişlilerin üretildiği malzemeye bağlı bir faktördür. Değerler Tablo 14'te verilmiştir (Babalık 2009).

Tablo 14. Malzeme faktörü (Babalık 2009)

Pinyon				Dişli Çark				Malzeme Faktörü N/mm ²
Malzeme	Sembol	Elastisite modülü (MPa)	Poisson Oranı	Malzeme	Sembol	Elastisite modülü (MPa)	Poisson Oranı	
Çelik	St	206000	0.3	Çelik	St	206000	0.3	189.8
				Çelik Döküm	GS	202000		188.9
				Küresel Grafitli D.D.	GGG	173000		181.4
				Kalay-Bronz	G-Sn Bz	103000		155
				Bakır-Kalay	Cu Sn	113000		159.8
				Lamel Grafitli D.D.	GG	118000 - 126000		162 - 165,4
Çelik Döküm	GS	202000	0.3	Çelik Döküm	GS	202000	0.3	188
				Küresel Grafitli D.D.	GGG	173000		180.5
				Lamel Grafitli D.D.	GG	118000		161.4
Küresel Grafitli D.D.	GGG	173000	0.3	Küresel Grafitli D.D.	GGG	173000	0.3	173.9
				Lamel Grafitli D.D.	GG	118000		156.6
Lamel Grafitli D.D.	GG	118000 - 126000	0.3	Lamel Grafitli D.D.	GG	118000	0.3	143,7 - 146
Çelik	St	206000	0.3	Duroplast		7850	0.5	56.4

3.6.1.15. Yuvarlanma noktası faktörü (K_α)

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha_o \cdot \tan \alpha}} \quad \text{veya} \quad K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha_o \cdot \sin \alpha}} \quad (3.89)$$

bağıntıları ile hesaplanabilir. *Sıfır* ve *sıfır kaydırmalı* (K-O) düz dişli çark mekanizmalarında ($\alpha = \alpha_o$) $K_\alpha = 1,76$ olur (Akkurt 1980).

3.6.1.16. Çevrim oranı faktörü (K_i)

$$K_i = \sqrt{\frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \quad (3.90)$$

Bağıntısı ile çevrim oranı faktörü hesaplanır (Akkurt 1980).

3.6.1.17. Helis açısı faktörü (K_β)

Hesaba esas alınan eş değer düz dişli ile helis dişli arasındaki farkı dikkate alan faktördür.

Helis açısı faktörü Tablo 15'den seçilebilir.

Tablo 15. Helis açısı faktörü (Akkurt 1990)

β°	0	10	12	14	16	18	20	22	24	26	30	32	35
K_β	1.000	0.990	0.985	0.980	0.970	0.964	0.954	0.940	0.933	0.922	0.905	0.894	0.855

3.6.1.18. Bölge faktörü (K_H)

Bölge faktörü;

$$K_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos\beta}{\cos^2\alpha_0 \cdot \tan\alpha}} \quad (3.91)$$

denkleminde elde edilir.

3.6.2. Dişli çark modülünün belirlenmesi

Modül dişlinin mukavemetini, güç nakledebilme kabiliyetini doğrudan etkileyen büyüklüktür.

Dişli çarkların boyutlarının hesaplama yöntemleri önceki konularda belirtilmişti. Bu hesap yöntemleri modülün önceden biliniyor olmasına dayalıdır.

Modülün kendisi direk hesap edilememektedir. Bunun nedeni, modülü etkileyen faktörlerin, değişik modül değerlerindeki numunelerin deneysel sonuçları olarak ele alınmış olmasıdır.

Direk hesap edilemese de modülün belirlenmesi için bir takım bağıntılar geliştirilmiştir. Bu bağıntılar ile elde edilen sonuçlardan yararlanılarak standart bir modül seçilir. Daha sonra bu seçilen modüle bağlı olarak boyutlandırma yapılır ve oluşan dişli sisteminin diş dibi mukavemetine ve yüzey basıncına (aşınmaya) göre kontrolleri yapılır.

Modül hesabı için farklı kaynaklar farklı bağıntılar kullanılmaktadır. Kullanılan bağıntılardan bazıları aşağıdaki gibidir.

Akkurt M. (Akkurt 1980)

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{b1} \cdot \cos^2 \beta_0}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{em}} \cdot K_0 \cdot K_{f1} \cdot K_v} \quad (3.92)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \frac{\cos \beta_0}{z_1} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{b1}}{\psi_d \cdot P_{em}^2} \cdot K_0 \cdot K_v \cdot K_E^2 \cdot K_a^2 \cdot K_\beta^2 \cdot K_i^2} \quad (3.93)$$

Cürgül İ. (Cürgül 2005)

Diş dibi mukavemetine göre

$$m_n \geq 6 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma_n \cdot \cos \beta_0}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (3.94)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m_n \geq 9 \cdot \sqrt[3]{\frac{k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^4 \beta_0}{z_1^2 \cdot P_{em}^2 \cdot i \cdot \psi \cdot \varepsilon_p}} \quad (3.95)$$

Babalık F. (Babalık 2006)

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_d \cdot \cos \beta \cdot K_A}{z_1 \cdot \frac{b}{m} \cdot \sigma_{Fem}} \cdot Y_f \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{F\alpha}} \quad (3.96)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{u+1}{u} \frac{2 \cdot M_d \cdot \cos^2 \beta \cdot K_A}{\frac{b}{m} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{Hem}^2} \cdot K_{H\alpha} \cdot Z_E^2 \cdot Z_H^2 \cdot Z_\varepsilon^2} \quad (3.97)$$

Bozacı A. (Bozacı 2004)

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot \gamma_n \cdot \cos^4 \beta_0}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \psi \cdot \varepsilon}} \quad (3.98)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot k \cdot \xi \cdot M_{b1} \cdot E \cdot (i \pm 1) \cdot \cos^4 \beta_0}{z_1^2 \cdot P_{em}^2 \cdot i \cdot \psi \cdot \varepsilon}} \quad (3.99)$$

Verilen modül hesaplama bağıntıları farklı birim sistemleri kullanmaktadır. Akkurt ve Bozacı kuvvet birimi olarak “daN”, uzunluk birimi olarak “mm”, Cürgül kuvvet birimi olarak “daN”, uzunluk birimi olarak “cm” ve Babalık kuvvet birimi olarak “N”, uzunluk birimi olarak “mm” kullanmaktadır. Tüm bağıntılardan hesaplanan sonuçlar “mm” cinsindedir.

Ayrıca faktörlerin simgelerini tüm yazarlar farklı kullanmışlardır. Tüm bağıntılar bu tez çalışmasında kullanılan simgelere göre ve kuvvet birimi “N”, uzunluk birimi “mm” olmak üzere tekrar düzenlenirse aşağıdaki gibi olur.

Akkurt M.

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot \cos^2 \beta}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{em}} \cdot K_A \cdot K_f \cdot K_v} \quad (3.100)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \frac{\cos \beta}{z_1} \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b}{\psi_d \cdot P_{em}^2} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_E^2 \cdot K_\alpha^2 \cdot K_\beta^2 \cdot K_i^2} \quad (3.101)$$

Cürgül İ.

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq 0,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b \cdot \cos \beta}{z_1 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{em} \cdot \varepsilon} \cdot K_A \cdot K_f \cdot K_v} \quad (3.102)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq 0,9 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b \cdot \cos^4 \beta \cdot E}{z_1^2 \cdot \psi_t \cdot P_{em}^2 \cdot \varepsilon} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_i^2} \quad (3.103)$$

Babalık F.

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot \cos \beta}{z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{em}} \cdot K_A \cdot K_f \cdot K_\varepsilon \cdot K_m} \quad (3.104)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot \cos^2 \beta}{z_1^2 \cdot \psi_m \cdot P_{em}^2} \cdot K_A \cdot K_m \cdot K_E^2 \cdot K_\varepsilon^2 \cdot K_H^2 \cdot K_i^2} \quad (3.105)$$

Bozacı A.

Diş dibi mukavemetine göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot \cos^4 \beta}{z_1 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{em} \cdot \varepsilon} \cdot K_A \cdot K_f \cdot K_v} \quad (3.106)$$

Yan yüzey basıncına göre

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_b \cdot \cos^4 \beta \cdot E}{z_1^2 \cdot \psi_m \cdot P_{em}^2 \cdot \varepsilon} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_i^2} \quad (3.107)$$

En çok kullanılan bağıntılar bunlar olmak üzere bu bölümden sonra bu bağıntılar alınan kaynakların isimleri ile adlandırılacaktır. 4.3. bölümünde de bu bağıntılar incelenecektir.

3.6.3. Dişli çarkların mukavemet hesabı

3.6.3.1. Diş kuvveti

Düz olsun helisel olsun dişli çarklar arasındaki kuvvet iletiminde en kritik durum, sadece bir diş çiftinin birbirini kavradığı durumdur. Mukavemet hesaplamalarına başlarken bu kritik durumdan hareket edilecektir (Babalık 2009).

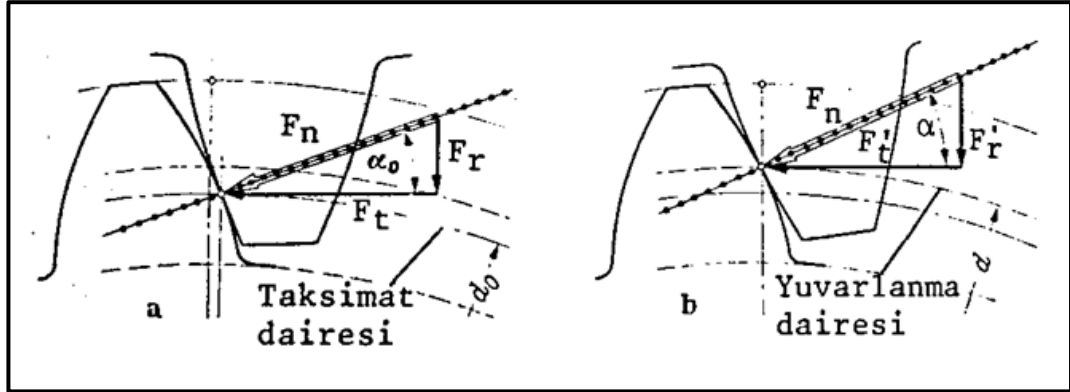
Birbirlerini kavramış konumdaki dişli çarklarda döndürenden döndürülene etkiyen kuvvet, birbirlerine temas ettikleri noktada dişli profillerinin ortak normal doğrultusundaki normal kuvvettir (F_n). Eş çalışan dişlilerin temas yeri taksimat dairesi üzerinde bulunduğu durumda (Şekil 32a) normal kuvvetin teğetsel ve radyal bileşenleri aşağıdaki gibidir.

$$F_t = F_n \cos \alpha_o \quad (3.108)$$

$$F_r = F_n \sin \alpha_o \quad (3.109)$$

$$F_r = F_t \tan \alpha_o \quad (3.110)$$

Eş çalışan dişlilerde temas yeri başka bir yerde, örneğin yuvarlanma dairesi üzerinde olduğu durumda (Şekil 32b) F_n kuvveti aynı kalır fakat kavrama açısı değiştiği için teğetsel ve radyal bileşenleri değişir.



Şekil 32. Normal kuvvet ve bileşenleri (Akkurt 1980)

İletilen burulma momenti göz önüne alınırsa, teğetsel kuvvet

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} \quad (3.111)$$

şeklinde ifade edilir.

Düz dişlerde diş kuvveti olarak tarif edilen F_n kuvveti, helisel dişlilerde normal kesit içinde olup, kavrama doğrusu üzerindedir. Bu kesitteki F_n kuvvetinin, teğetsel (F'_t) ve radyal (F_r) bileşenleri;

$$F'_t = F_n \cdot \cos\alpha_o \quad (3.112)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin\alpha_o = F'_t \cdot \tan\alpha_o \quad (3.113)$$

olarak ifade edilir. Teğet düzlemindeki F'_t kuvveti

$$F_t = F'_t \cdot \cos\beta_o = F_n \cdot \cos\alpha_o \cdot \cos\beta_o \quad (3.114)$$

ve

$$F_e = F'_t \cdot \cos\beta_o = F_n \cdot \cos\alpha_o \cdot \cos\beta_o \quad (3.115)$$

değerinde teğetsel ve eksenel bileşenlere ayrılırsa; F_n kuvvetinin teğetsel (F_t), radyal (F_r) ve eksenel (F_e) olmak üzere üç bileşeni vardır.

Teğetsel kuvvetin

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} \quad (3.116)$$

ifadesinden hesaplandığı düşünülürse, bu kuvvete bağlı olarak yukarıdaki denklemlerden radyal kuvvet

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan\alpha_o}{\cos\beta_o} \quad (3.117)$$

ve eksenel kuvvet

$$F_e = F_t \cdot \cos\beta_o \quad (3.118)$$

olarak bulunur.

Böylece helisel dişli mekanizmalarda düz dişlilerden farklı olarak bir eksenel kuvvet meydana gelmektedir. Bu kuvvet β_o açısı ile orantılıdır.

Günümüzde yapılan deneyler, dinamik kuvvetin teorik olarak hesaplanandan daha küçük olduğunu kanıtlamıştır (Akkurt 1980). Bu yüzden *dinamik ve hız faktörü* K_v göz önüne alınacaktır.

Teorik olarak diş genişliği boyunca kuvvet dağılımının düzgün olduğu kabul edilebilir. Ancak dişli çark mekanizmasını taşıyan millerin deformasyonlardan dolayı diş genişliği boyunca eşit olmayan bir kuvvet dağılışı meydana gelir. Köşe kırılmasına neden olan bu düzgün olmayan dağılışı, *kuvvet dağılım faktörü* K_m ile kuvvete etkileyecektir.

Motor ve iş makinalarının çalışma tarzları birbirinden farklıdır. Gerek motor ve gerekse iş makinaları düzgün ve darbeli olarak çalışabilir. Bu durum ise, kuvvet üzerine *işletme faktörü* K_A ile yansıtılacaktır.

Tüm bunlar göz önüne alınırsa;

$$F_{nc} = K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot F_n \quad (3.119)$$

$$F_{tc} = K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot F_t \quad (3.120)$$

şeklinde ifade edilir (Akkurt 1980).

3.6.3.2. Diş dibi gerilmesi

Winter ve Rettig tarafından yapılan deneyler sonucunda dişlerin yorulma diyagramları çıkarılmış ve dişli çarklarda sürekli mukavemet için $\sigma_K \leq 1400N/mm^2$ olan çelikler için

$$\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K \quad (3.121)$$

denklemini çıkarılmıştır (Akkurt 1980).

Dişli çarkın mukavemet sınırı K_y yüzey düzgünlüğü faktörü, K_b büyüklük faktörü, K_ζ çentik faktörü, K_R güvenilirlik faktörü, K_L ömür faktörü ve K_Z zorlanma faktörü olmak üzere

$$\sigma_D^* = \frac{K_y \cdot K_b \cdot K_R \cdot K_L \cdot K_Z}{K_\zeta} \cdot \sigma_D \quad (3.122)$$

ile hesaplanır (Akkurt 1980).

Normal kesit esas alınır, helisel dişli çarkların diş dibinde oluşan gerilmeler

$$\sigma_1 = \frac{F_{tc}}{b \cdot m} \cdot K_{f1} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} \quad (3.123)$$

$$\sigma_1 = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{f1} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} = \sigma_{em} \quad (3.124)$$

ve

$$\sigma_2 = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{f2} \leq \frac{\sigma_D^*}{S} = \sigma_{em} \quad (3.125)$$

denklemleri ile hesaplanır.

3.6.3.3. Yüzey basıncı hesabı

Sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı malzemenin yüzey sertliğine bağlı olmak ile beraber çelik ve dökme demirden yapılan dişli çarklar için

$$P_D \approx 0,28 \cdot HB \quad \text{veya} \quad P_D \approx 3,0 \cdot HRC$$

bağıntıları ile hesaplanabilir.

Dişlinin yüzey basıncı mukavemet sınırı K_L ömür faktörü ve K_R güvenilirlik faktörü olmak üzere

$$P_D^* = K_L \cdot K_R \cdot P_D \quad (3.126)$$

ile hesaplanır.

Dişli yüzeyinde oluşan maksimum basınç ise

$$P_{max} = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m} \leq \frac{P_D^*}{S} = P_{em} \quad (3.127)$$

veya

$$P_{max} = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_b}{b \cdot d_1^2} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m} \leq \frac{P_D^*}{S} = P_{em} \quad (3.128)$$

denklemleri ile hesaplanır.

Dişlilerin yüzey sertliği $HB \leq 3500\text{N/mm}^2$ olan dişli çarklarda genellikle yorulma aşınması meydana gelir. Bundan dolayı bu dişli çarklar yüzey basıncına göre boyutlandırılır ve mukavemet bakımından kontrol edilir.

Yüzey sertliği $HB \geq 3500\text{N/mm}^2$ olan dişli çarklarda ise, kırılma olayı ön plana geçer. Dolayısıyla bu dişlilerin boyutlandırılması diş dibi mukavemetine göre ve kontrol hesabı yüzey basıncına göre yapılır (Akkurt 1980).

3.7. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar, sonlu farklar, sonlu hacimler, sınır elemanlar vb. gibi yöntemler sayısal çözüm yöntemleridir. Bu çalışmada da kullanılacak olan sonlu elemanlar metodu en geniş kapsamlı ve en çok kullanılan sayısal çözüm metodudur. Bu metod, yapısal mekanik alanının yanı sıra ısı iletimi, akışkanlar dinamiği, elektrik ve elektromanyetik gibi daha birçok değişik alanlarda mühendislik problemlerini çözebilmek için geliştirilmiştir. Gerek düzgün geometrili modellerde gerekse karmaşık geometriye sahip modellerde geometriye sadık kalınarak çözüm elde edilebilmesi sonlu elemanlar yönteminin diğer sayısal yöntemlere göre en önemli üstünlüklerinden biridir.

Sonlu elemanlar metodu, yüksek seviye matematik gerektiren diğer sayısal veya analitik yöntemlere göre basit matris denklemleri ile en karmaşık problemlere çözüm getirebilmektedir.

Dünya üzerinde bulunan herhangi bir nesnede sonsuz sayıda nokta bulunur. Sonlu elemanlar metodunda ise bu nesnelere sonlu sayıda nokta ile temsil edilir. Bu noktalara düğüm noktaları denir. Bu noktalar birbiriyle bağlanarak çok sayıda küçük eleman meydana getirir.

Her bir elemana ait malzeme ve geometrik özelliklerinin bulunduğu rijitlik matrisi mevcuttur. Tüm bu elemanlar bir yay sistemi gibi davranır ve kuvvetler dengeleninceye kadar deformasyona uğrarlar. Bu aşama da sonlu elemanlar metodu rijitlik matrisi sayesinde değişen malzeme özellikleri ve geometrik özellikleri de göz önünde bulundurularak işlem yapar. Bu da analitik yöntemlere göre çok daha doğru, gerçeğe yakın sonuç elde edilmesine olanak tanır.

Analitik çözüm metotlarında kullanılan probleme özgü yüksek matematik denklemler yerine sonlu elemanlar metodunda, genel denklemler her probleme uyarlanabilir. Örneğin en geniş yapısal mekanik problemlerinde;

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\} \quad (3.129)$$

hareket denklemi çözdürülerek sonuç bulunur. Denge durumunda bir problem çözümünde, ivme ve hızı kullanılmadığında denklem;

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (3.130)$$

şeklini alır. Bu çalışmada da kullanılacak denklem bu formdadır. $[K]$ matrisi tüm elemanların oluşturduğu rijitlik matrisidir. Bu matrisin içerisinde elastisite modülü, poisson oranı, kayma modülü, yoğunluk gibi malzeme özellikleri ve modeli temsil eden elemanların konumları gibi geometrik özellikleri bulunmaktadır. $\{F\}$ ise dışarıdan etkiyen kuvvet vektörüdür. $\{F\}$ ve $[K]$ bilinir veya statik ve enerji prensipleri ile çıkarılabilir. Bunların dışında denklemde yer alan $\{u\}$ ise yer değiştirme vektörüdür. $[K]$ matrisinin transpozesi alınarak $\{F\}$ vektörü ile çarpıldığında $\{u\}$ yer değiştirme vektörü elde edilebilir. $\{u\}$ yer değiştirme vektöründe, sistem denge durumuna ulaştığında elemanların düğüm noktalarının yaptığı deplasman bilgisi yer almaktadır. Bulunan yer değiştirme değerlerinden gerinmeler (ϵ), gerinme değerlerinden de gerilmeler (σ) hesaplanabilmektedir. Bu hesaplanan değerler liste halinde alınabildiği gibi grafiksel gösterimler ile de incelenebilir.

Görüldüğü gibi işlem basamakları çok basittir. Fakat bahsedilen matrisler genellikle milyon mertebesinde olduğundan el ile çözüm olanaksızdır. Bilgisayarların gelişimiyle doğru orantılı olarak sonlu elemanlar metodu da gelişme göstermiştir. Sonlu elemanlar metodu günümüzde genellikle geliştirilmiş olan çeşitli bilgisayar destekli paket programlar yardımıyla kullanılmaktadır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

4.1. Analitik Metot ile Çözüm

Bu çalışmada örnek helisel dişli çark mekanizması için analitik hesaplamalar yapılmıştır. Örnek dişli çark mekanizmasının parametreleri aynı kalmak şartı ile 0,1.m kadar profil kaydırma değeri arttırılarak defalarca bu hesaplamalar tekrarlanmıştır.

Bu bölümde 0 dişli mekanizmasının ve bir örnek profil kaydırılmış mekanizma çözümü verilecektir. Diğer profil kaydırılmış olan mekanizmaların hesabı hazırlanan bilgisayar programı ile yapılarak sadece sonuçları verilecektir. Tüm bu sonuçlar çerçevesinde profil kaydırma oranının mukavemet, kavrama açısı, kavrama oranı vb. gibi sonuçlara etkileri araştırılacaktır.

Örnek olarak alınan dişli çark mekanizmasının verileri Tablo 16' daki gibidir.

Tablo 16. Örnek problemin verileri

iletilem güç	P	45 kW
giriş devri	n_1	1500 dev/dk
çıkış devri	n_2	410 dev/dk
ref.profil açısı	α_o	20 °
helis açısı	β	15 °
pinyon diş sayısı	z_1	16
genişlik faktörü	ψ_d	0.7
pinyon malzemesi		20MnCr5 (Sementasyon ile sert.)
çark malzemesi		16MnCr5 (Sementasyon ile sert.)
tahrik		elektrik motoru
çalışma koşulları		orta darbeli

Çevrim oranı;

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1500}{410} = 3,66$$

olduğuna göre çarkın diş sayısı;

$$z_2 = i \cdot z_1 = 3,66 \cdot 16 = 58,56 \approx 59$$

olarak seçilir. Böylece gerçek çevrim oranı;

$$i_{ger} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{59}{16} = 3,6875$$

ve çıkış devir sayısı;

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{ger}} = \frac{1500}{3,6875} = 406,78 \text{ dev/dk}$$

olur. İstenilen çıkış devir sayısına göre

$$\frac{406,78 - 410}{410} \cdot 100 = \% - 0,785$$

sapma gösterir. Tavsiye edilen %3'ten küçük olduğundan bu değer kabul edilebilir.

Burulma momenti

$$M_b = \frac{9550P}{n_1} = \frac{9550 \cdot 45}{1500} = 286,624Nm$$

Faktörlerin seçimi;

Genişlik faktörü

$$\psi_d = 0,7 \quad (\text{başlangıç koşullarında verilmişti})$$

$$\psi_m = 10 \quad \text{seçilmiştir. (Tablo 7) (Çelik konstrüksiyon, hafif gövde için)}$$

$$\psi_t = 4 \quad \text{seçilmiştir. (Tablo 6) (Kaba işlenmiş dişliler için)}$$

İşletme faktörü

$$K_A = 1,25 \quad \text{seçilmiştir. (Tablo 8) (Orta darbeli çalışma ve elektrik motor ile tahrik olduğundan)}$$

Kavrama faktörü

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2}{\cos\alpha_0}\right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2)\tan\alpha_0 \right]$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{16+2}{\cos 20}\right)^2 - 16^2} + \sqrt{\left(\frac{59+2}{\cos 20}\right)^2 - 59^2} - (16+59)\tan 20 \right] = 1,65$$

Ayrıca kavrama oranı Tablo 9'dan seçilirse 1,65 olduğu görülür.

$$K_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon} \cos^2 \beta = 0,25 + \frac{0,75}{1,65} \cdot \cos^2 15 = 0,674$$

olarak hesaplanmıştır.

Dinamik ve hız faktörü

$K_V = 1$ seçilmiştir. (Şekil 26)

Yük dağılım faktörü

Tablo 10'dan $\psi_d = 0,7$ için her iki tarafı simetrik yataklanmış dişli sistemleri için 1,045 seçilip daha kaba dişli olacağı düşünülerek %5 değeri arttırılmıştır.

$K_m = 1,1$ seçilmiştir.

Form faktörü

Şekil 27'den pinyon için $K_{fp} = 3,05$ ve çark için $K_{fç} = 2,3$ seçilmiştir.

Yüzey düzgünlüğü faktörü

Dişli malzemesinin kopma mukavemeti $\sigma_K = 1000N/mm^2$ olduğuna göre $K_y = 0,66$ seçilmiştir. (Şekil 28)

Büyüklik faktörü

Büyüklik faktörünü bulmak için kesin bir kural yoktur. Modül bulunduktan sonra bu değeri kontrol ederek tekrar işlem yapılabilir. Bu dişli mekanizmasının modülünün 5mm veya daha büyük olacağını ön görerek $K_b = 0,85$ seçilmiştir.

Çentik faktörü

$z_1 = 16$ ve $x_1 = 0$ için Şekil 31'den $\rho_{t_{min}} = 0,46.m$ bulunur. Yaklaşık olarak $s_t \approx t/2 = 0,5.\pi.m$

alınırsa

$$\frac{\rho_{t_{min}}}{s_t} = \frac{0,46.m}{0,5.\pi.m} = 0,293$$

bulunur. Buna karşılık gelen $s_t/2 \rho_{t_{min}} = 1,706$ için Şekil 30'dan 2 eğrisine göre $K_t = 1,7$ ve Şekil 29'dan $q = 0,95$ için çentik faktörü

$$K_c = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0,95.(1,7 - 1) = 1,665$$

olarak hesaplanır.

Güvenilirlik faktörü

Tablo 12'den %90 güvenilirlik için $K_R = 0,897$ seçilmiştir.

Ömür faktörü

Tablo 13'den $L > 10^7$ ömür için $K_L = 1$ seçilmiştir.

Zorlanma faktörü

Tek yönlü çalışan dişliler için $K_Z = 1,4$ 'tür.

Malzeme faktörü

Hem pinyon hem de çark çelikten yapıldığı için $K_E = 189,8$ seçilmiştir. (Tablo 14)

Yuvarlanma noktası faktörü

O dişli olduğundan $\alpha = \alpha_o$ 'dır.

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos\alpha_o \cdot \sin\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{\cos 20 \cdot \sin 20}} = 1,76$$

olarak hesaplanır.

Helis açısı faktörü

Tablo 15'ten 0.975 seçilmiştir.

Bölge faktörü

O dişli olduğundan $\alpha = \alpha_o$ 'dır.

$$K_H = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos\beta}{\cos^2\alpha_o \cdot \tan\alpha}} = \sqrt{2 \cdot \frac{\cos 15}{\cos^2 20 \cdot \tan 20}} = 2,452$$

olarak hesaplanır.

Emniyet hesabı

Pinyon dişlisi için 20MnCr5 sertleştirilmiş sementasyon çeliği kullanılmıştır. Kopma mukavemeti $\sigma_K = 1000N/mm^2$ ve Brinel sertlik değeri $HB = 6500N/mm^2$ 'dir.

Çark dişlisi için 16MnCr5 sertleştirilmiş sementasyon çeliği kullanılmıştır. Kopma mukavemeti $\sigma_K = 800N/mm^2$ ve Brinel sertlik değeri $HB = 6500N/mm^2$ 'dir.

Sürekli mukavemet için $\sigma_K \leq 1400N/mm^2$ olan çelikler için $\sigma_D = 0,5 \cdot \sigma_K$ denklemi uygulanırsa;

$$\sigma_{Dp} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 1000 = 500N/mm^2$$

$$\sigma_{Dç} = 0,5 \cdot \sigma_K = 0,5 \cdot 800 = 400N/mm^2$$

bulunur. S=2 kat emniyetli olması için

$$\sigma_{em p} = \frac{\sigma_{Dp}^*}{S} = \frac{K_y \cdot K_b \cdot K_R \cdot K_L \cdot K_Z}{S \cdot K_\zeta} \cdot \sigma_{Dp} = \frac{0,66 \cdot 0,85 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1,4}{2 \cdot 1,665} \cdot 500$$
$$= 105,78N/mm^2$$

$$\sigma_{em ç} = \frac{\sigma_{Dç}^*}{S} = \frac{K_y \cdot K_b \cdot K_R \cdot K_L \cdot K_Z}{S \cdot K_\zeta} \cdot \sigma_{Dç} = \frac{0,66 \cdot 0,85 \cdot 0,897 \cdot 1 \cdot 1,4}{2 \cdot 1,665} \cdot 400$$
$$= 84,63N/mm^2$$

diş dibi emniyet gerilmeleri bulunur.

Sürekli yüzey basıncı mukavemeti için

$$P_D \approx 0,28 \cdot HB = 0,28 \cdot 6500 = 1820N/mm^2$$

bulunur. S=2 kat emniyetli olması için

$$P_{em} = \frac{P_D^*}{S} = \frac{K_L \cdot K_R \cdot P_D}{S} = \frac{1 \cdot 0,897 \cdot 1820}{2} = 816,27N/mm^2$$

yüzey basıncı emniyeti bulunur.

Modülün belirlenmesi;

3.6.2. Dişli çark modülünün belirlenmesi bölümünde verilen farklı yazarların kullandığı bağıntıların her birine göre hesaplamalar yapılmış olup Tablo 17’de sonuçları verilmiştir.

Tablo 17. Örnek problemin modül hesabı

<u>Modül Hesabı</u>	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül
Akkurt	4.76	3.58
Babalık	4.53	3.79
Bozacı	4.09	3.88
Cürgül	4.89	3.76

Çıkan sonuçlara göre Tablo 1’den standart modül $m_n = 5mm$ seçilmiştir.

Diş yüzeyleri sertleştirilmiş olduğundan, dişlilerin boyutlandırılması diş dibi gerilmesine göre yapılması gerekmektedir. Zaten Tablo 17’deki sonuçlara bakıldığında da modül değeri diş dibi gerilmesine göre seçilmiştir.

Dişlilerin boyutlandırılması;

Taksimat dairelerinin çapları

$$d_{o1} = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z_1 = \frac{5}{\cos 15} \cdot 16 = 82,82mm$$

$$d_{o2} = \frac{m_n}{\cos\beta} \cdot z_2 = \frac{5}{\cos 15} \cdot 59 = 305,41mm$$

Temel daireleri çapları

$$d_{g1} = d_{o1} \cos \alpha_o = 82,82 \cdot \cos 20 = 77,51 \text{ mm}$$

$$d_{g2} = d_{o2} \cos \alpha_o = 305,41 \cdot \cos 20 = 285,80 \text{ mm}$$

Diş başı dairelerinin çapları

$$d_{b1} = d_{o1} + 2m (1 + x_1) = 82,82 + 2.5 \cdot (1 + 0) = 92,82 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2m (1 + x_2) = 305,41 + 2.5 \cdot (1 + 0) = 315,41 \text{ mm}$$

Diş taban daireleri çapları

$$d_{t1} = d_{o1} - 2m (1,25 - x_1) = 82,82 - 2.5 \cdot (1,25 - 0) = 70,32 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2m (1,25 - x_2) = 305,41 - 2.5 \cdot (1,25 - 0) = 292,90 \text{ mm}$$

Eksenler arası mesafe

$$a_0 = \frac{d_{o1} + d_{o2}}{2} = \frac{82,82 + 305,41}{2} = 194,11 \text{ mm}$$

Diş genişlikleri

$$b = \psi_d d_o = 0,7 \cdot 82,82 = 57,97 \text{ mm}$$

$$b = \psi_m m = 10 \cdot 5 = 50 \text{ mm}$$

$$b = \psi_t t = \psi_t m \pi = 4 \cdot 5 \cdot \pi = 62,8 \text{ mm}$$

Hesaplamanın başında seçilen 3 farklı diş genişliği faktörü kullanılarak ile hesaplama yapılmıştır. Diş genişliği $b = 60 \text{ mm}$ seçilmiştir. (55mm olduğundan diş dibi emniyet gerilmesi ile eşit, 55mm'nin altında olduğunda diş dibi emniyet gerilmesinden büyük gerilme oluşmaktadır.)

Gerilme ve basınç kontrolü;

Tüm bu faktörlere göre gerilme ve basınç kontrolü yapılırsa;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} = \frac{2 \cdot 286624}{82,82} = 6921,7 \text{ N}$$

$$\sigma_p = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{fp} = \frac{6921,7}{60 \cdot 5} \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 3,05 = 96,76 N/mm^2 \leq 105,78 N/mm^2$$

$$\sigma_\zeta = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{f\zeta} = \frac{6921,7}{60 \cdot 5} \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 2,3 = 72,97 N/mm^2 \leq 84,63 N/mm^2$$

$$P = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m} = 189,8 \cdot 1,76 \cdot 1,127 \cdot \sqrt{\frac{6921,7}{60 \cdot 82,82} \cdot 1,25 \cdot 1,1 \cdot 1,1}$$

$$P = 522,50 N/mm^2 \leq 816,27 N/mm^2$$

emniyetli olduğu görülür.

X=0,5m profil kaydırılmış mekanizma;

X=0,5m toplam profil kaydırma oranı önce pinyon ve çark arasında paylaşılacaktır.

Bu işlem Şekil 22 yardımı ile veya

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\log i_{ger}}{\log \frac{z_1 z_2}{100}}$$

bağıntısı ile gerçekleştirilebilir.

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\log i_{ger}}{\log \frac{z_1 z_2}{100}} = \frac{0,5}{2} + \left(0,5 - \frac{0,5}{2}\right) \cdot \frac{\log 3,6875}{\log \frac{16 \cdot 59}{100}} = 0,4$$

$$x_2 = x - x_1 = 0,5 - 0,4 = 0,1$$

Kavrama açısı;

$$x_1 + x_2 = \frac{z_1 + z_2}{2 \tan \alpha_o} (ev\alpha - ev\alpha_o)$$

$$0,4 + 0,1 = \frac{16 + 59}{2 \tan 20} (ev\alpha - ev20),$$

$$ev\alpha - ev20 = 0,0048529$$

$$ev\alpha - \left(\tan 20 - \frac{20 \cdot \pi}{180}\right) = 0,0048529$$

$$ev\alpha = 0,0197285$$

Ek 1: Evolvent fonksiyonu tablosundan

$$\alpha = 21,896^\circ$$

olarak bulunmuştur.

Eksenler arası mesafe;

$$a = a_0 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha} = 194,11 \cdot \frac{\cos 20}{\cos 21,896} = 194,11 \cdot \frac{0,939692}{0,927862} = 196,58 \text{ mm}$$

olarak hesaplanmıştır.

Kavrama oranı;

$$\varepsilon_K = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{z_1 + 2(x_1 + 1 - v)}{\cos \alpha_0} \right)^2 - z_1^2} + \sqrt{\left(\frac{z_2 + 2(x_2 + 1 - v)}{\cos \alpha_0} \right)^2 - z_2^2} - (z_1 + z_2) \tan \alpha \right]$$

Kavrama oranını hesaplayabilmek için *diş boyu kısalma faktörü* (v) hesaplanmalıdır.

$$v = \frac{h_o - h}{m}$$

Standart dişlinin diş yüksekliği;

$$h_o = 2,25m = 2,25 \cdot 5 = 11,25 \text{ mm}$$

olur. Profil kaydırma sonrası diş yüksekliği

$$h = \frac{d_{b1} - d_{t1}}{2}$$

ile hesaplanacağına göre önce diş başı ve taban daireleri çapları hesaplanmalıdır.

Diş başı dairelerinin çapları;

$$d_{b1} = d_{o1} + 2m (1 + x_1) = 82,82 + 2.5 \cdot (1 + 0,4) = 96,82 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{o2} + 2m (1 + x_2) = 305,41 + 2.5 \cdot (1 + 0) = 316,41 \text{ mm}$$

Diş taban daireleri çapları;

$$d_{t1} = d_{o1} - 2m (1,25 - x_1) = 82,82 - 2.5 \cdot (1,25 - 0,1) = 74,32 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = d_{o2} - 2m (1,25 - x_2) = 305,41 - 2.5. (1,25 - 0,1) = 293,90mm$$

$$h = \frac{d_{b1} - d_{t1}}{2} = \frac{96,82 - 74,32}{2} = 11,25mm$$

ve görüldüğü gibi diş boyu kısalma faktöründe

$$v = \frac{h_o - h}{m} = \frac{11,25 - 11,25}{5} = 0$$

herhangi bir değişiklik olmamıştır. Buna göre K mekanizma kavrama oranı

$$\varepsilon_K = \frac{1}{2\pi} \left[\sqrt{\left(\frac{16 + 2(0,4 + 1 - 0)}{\cos 20}\right)^2 - 16^2} + \sqrt{\left(\frac{59 + 2(0,1 + 1 - 0)}{\cos \alpha_0}\right)^2 - 59^2 - (75)\tan 21,896} \right]$$

$$\varepsilon_K = 1,506$$

olarak hesaplanmıştır.

Standart dişli çark mekanizmasına profil kaydırma uygulandıktan sonra form ve yuvarlanma noktası faktörleri hariç diğer mekanizmayı etkileyen faktörlerde değişiklik olmamıştır.

Form faktörü

Şekil 27'den pinyon için $K_{fp} = 2,39$ ve çark için $K_{fç} = 2,28$ seçilmiştir.

Yuvarlanma noktası faktörü

O dişli olduğundan $\alpha = \alpha_o$ 'dır.

$$K_\alpha = \sqrt{\frac{1}{\cos \alpha_o \cdot \sin \alpha}} = \sqrt{\frac{1}{\cos 20 \cdot \sin 21,896}} = 1,69$$

olarak hesaplanır.

Buna göre gerilme ve basınç kontrolü yapılırsa;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} = \frac{2 \cdot 286624}{82,82} = 6921,7N$$

$$\sigma_p = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{fp} = \frac{6921,7}{60 \cdot 5} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 2,39 = 75,82 \text{ N/mm}^2$$

$$\leq 105,78 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_\zeta = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_{f\zeta} = \frac{6921,7}{60 \cdot 5} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 2,28 = 72,33 \text{ N/mm}^2$$

$$\leq 84,63 \text{ N/mm}^2$$

$$P = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot K_A \cdot K_v \cdot K_m} = 189,8 \cdot 1,69 \cdot 1,127 \cdot \sqrt{\frac{6921,7}{60 \cdot 82,82} \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,1}$$

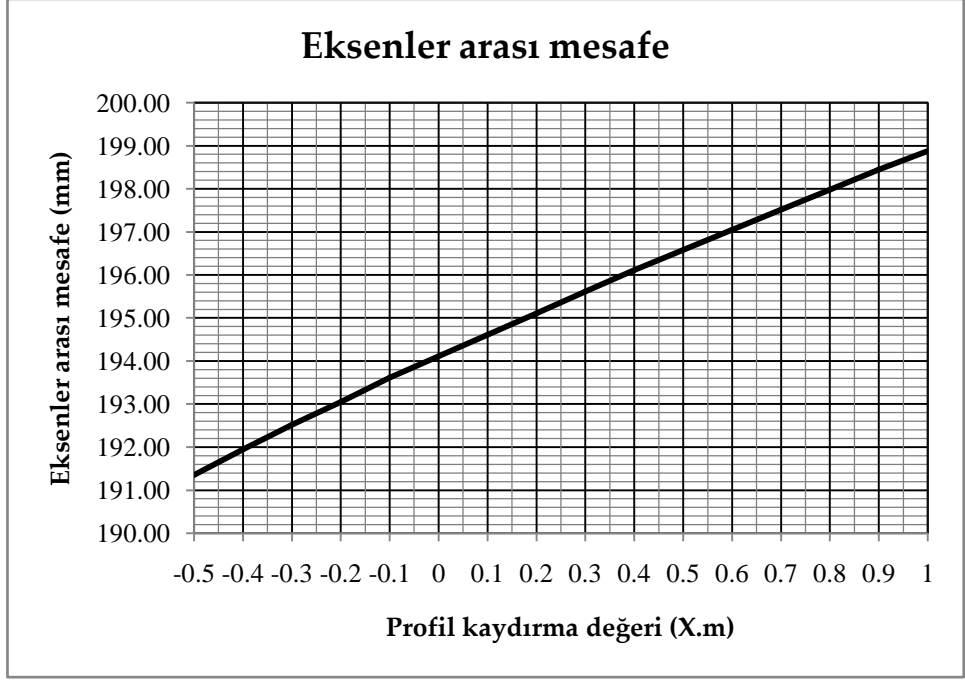
$$P = 500,38 \text{ N/mm}^2 \leq 816,27 \text{ N/mm}^2$$

emniyetli olduğu görülür.

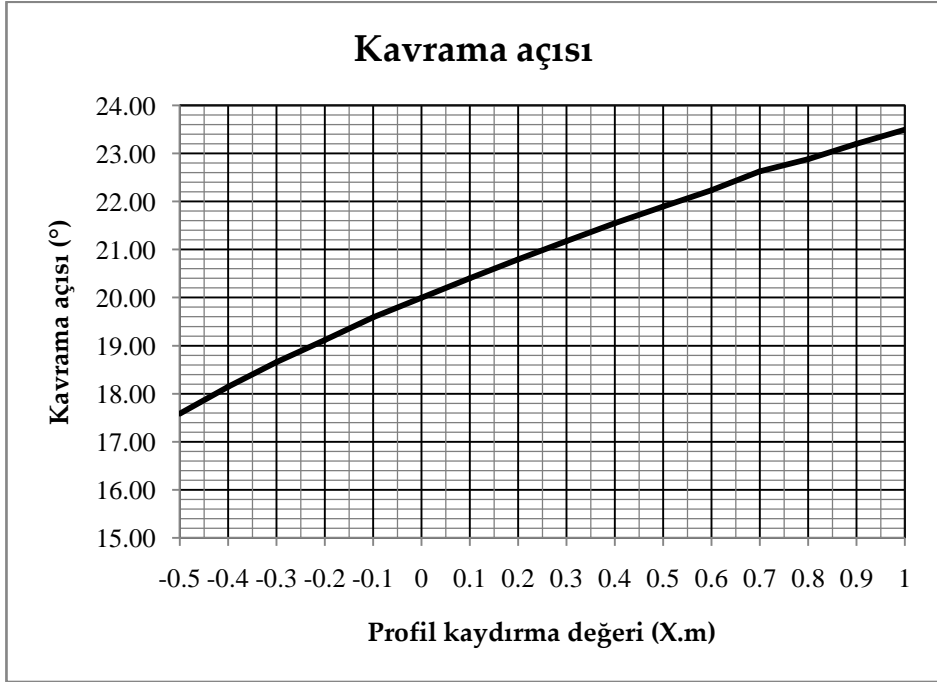
Aynı çözüm aşamaları takip edilerek, profil kaydırma oranı 0,1m arttırılarak ve azaltılarak oluşturulan diğer mekanizmaların sonuçları Tablo 18'deki gibidir.

Tablo 18. Profil kaydırılmış mekanizmaların analitik çözüm sonuçları

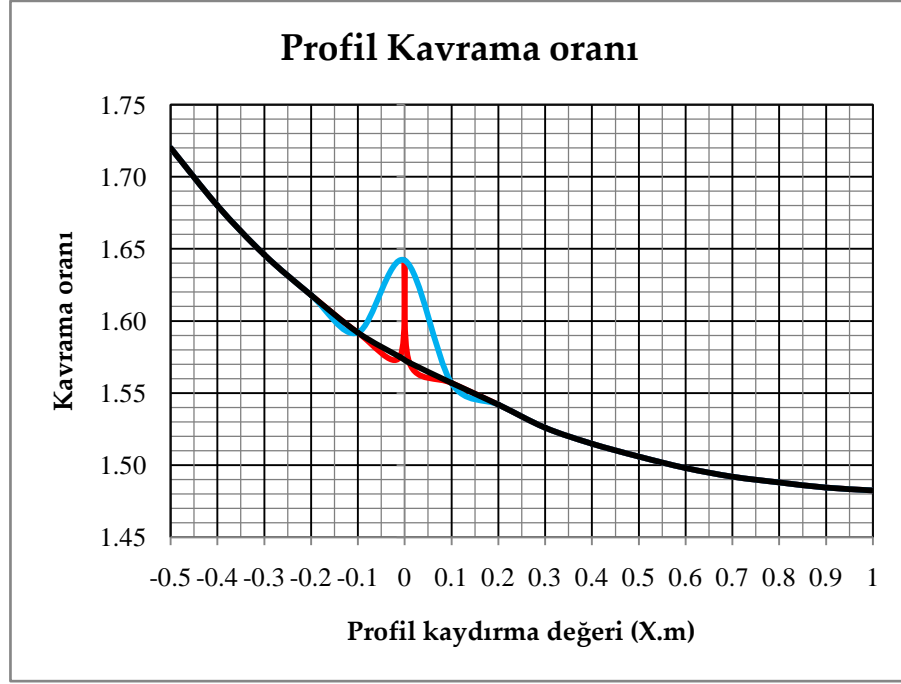
Toplam kaydırma oranı	Pinyon prof. kay. oranı	Çark prof. kay. oranı	Eksenler arası mesafe	Kavrama açısı	Profil Kavrama oranı	Pinyon dış dibi gerilmesi	Çark dış dibi gerilmesi	Yüzey basıncı
X	X _p	X _ç	a (mm)	α (°)	ϵ	σ_p (MPa)	σ_φ (Mpa)	P (Mpa)
-0.5	0.19	-0.69	191.35	17.589	1.720	86.29	92.00	555.87
-0.4	0.21	-0.61	191.95	18.146	1.680	85.34	90.10	547.55
-0.3	0.23	-0.53	192.52	18.657	1.646	83.75	86.29	540.26
-0.2	0.25	-0.45	193.05	19.118	1.618	83.12	84.07	533.95
-0.1	0.27	-0.37	193.61	19.591	1.592	82.48	81.85	527.71
0	0	0	194.11	20	1.642	96.76	72.97	522.50
0.1	0.31	-0.21	194.61	20.403	1.557	79.95	78.36	517.53
0.2	0.33	-0.13	195.11	20.795	1.542	79.31	77.09	512.85
0.3	0.35	-0.05	195.61	21.177	1.526	78.68	74.24	508.41
0.4	0.37	0.03	196.11	21.552	1.515	77.72	72.65	504.17
0.5	0.40	0.10	196.58	21.896	1.506	75.82	72.33	500.38
0.6	0.42	0.18	197.05	22.234	1.498	75.19	70.75	496.76
0.7	0.44	0.26	197.52	22.628	1.492	74.24	69.79	493.17
0.8	0.46	0.34	197.98	22.884	1.488	73.28	68.84	490.02
0.9	0.48	0.42	198.45	23.204	1.484	72.65	67.89	486.81
1	0.50	0.50	198.88	23.492	1.483	71.70	66.94	483.99



Şekil 33. Toplam profil kaydırma oranına göre eksenler arası mesafe değişimi (Analitik)



Şekil 34. Toplam profil kaydırma oranına göre kavrama açısındaki değişim (Analitik)



Şekil 35. Toplam profil kaydırma oranına göre kavrama oranındaki değişim (Analitik)

Profil kavrama oranı sonuçları grafik olarak ifade edildiğinde Şekil 35’teki mavi eğri oluşmaktadır. Profil kaydırma oranı negatiften pozitive doğru gittikçe, profil kavrama oranının azaldığı görülmektedir. Fakat -0,1m dişliden sıfır dişliye geçişte tekrar arttığı gözlenmiştir. Bu durumda -0.01m ve 0.01m oranlarında profil kaydırma yaparak tekrar hesaplama yapılmıştır. Sonuçlar Tablo 19’deki gibi bulunmuştur.

Tablo 19. Profil kaydırılmış mekanizmaların analitik çözüm sonuçları

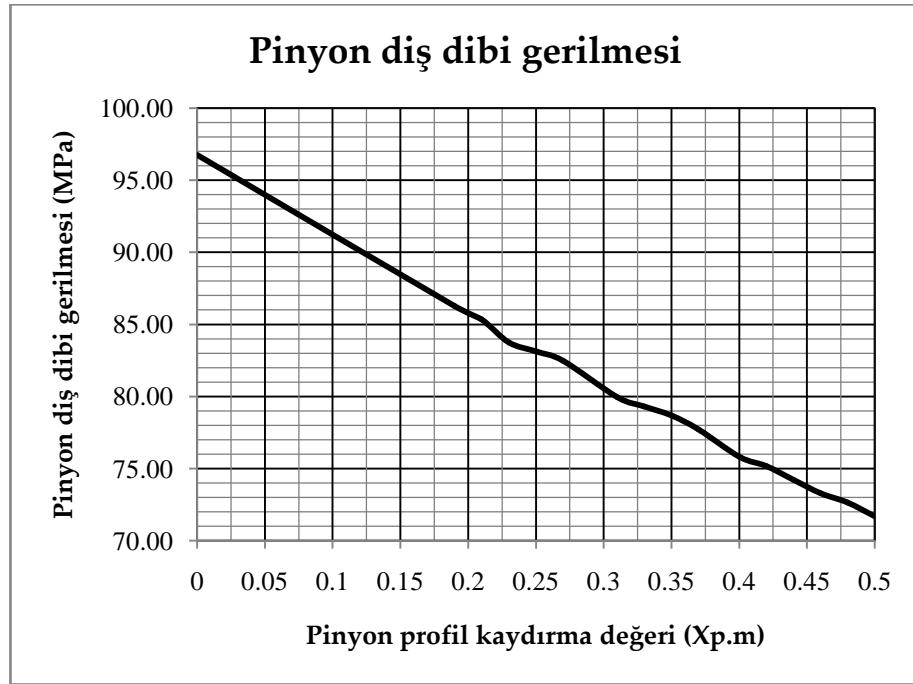
Toplam kaydırma oranı	Pinyon prof. kay. oranı	Çark prof. kay. oranı	Eksenler arası mesafe	Kavrama açısı	Profil Kavrama oranı	Pinyon diş dibi gerilmesi	Çark diş dibi gerilmesi	Yüzey basıncı
-0.1	0.27	-0.37	193.61	19.591	1.592	82.48	81.85	527.71
-0.01	0.29	-0.30	194.05	19.953	1.575	81.53	79.63	523.03
0	0	0	194.11	20	1.642	96.76	72.97	522.50
0.01	0.29	-0.28	194.15	20.035	1.571	81.53	78.99	522.07
0.1	0.31	-0.21	194.61	20.403	1.557	79.95	78.36	517.53

Bu eklenen değerler ile sonuçlar Şekil 35 üzerinde kırmızı eğri ile gösterilmiştir. Eğriden de görüldüğü gibi sıfır dişli dışında azalma davranışı göstermeyen başka profil kaydırılmış mekanizma yoktur. Sıfır dişlinin kavrama oranı ihmal edilirse eğri Şekil 35'teki siyah eğri gibi olur.

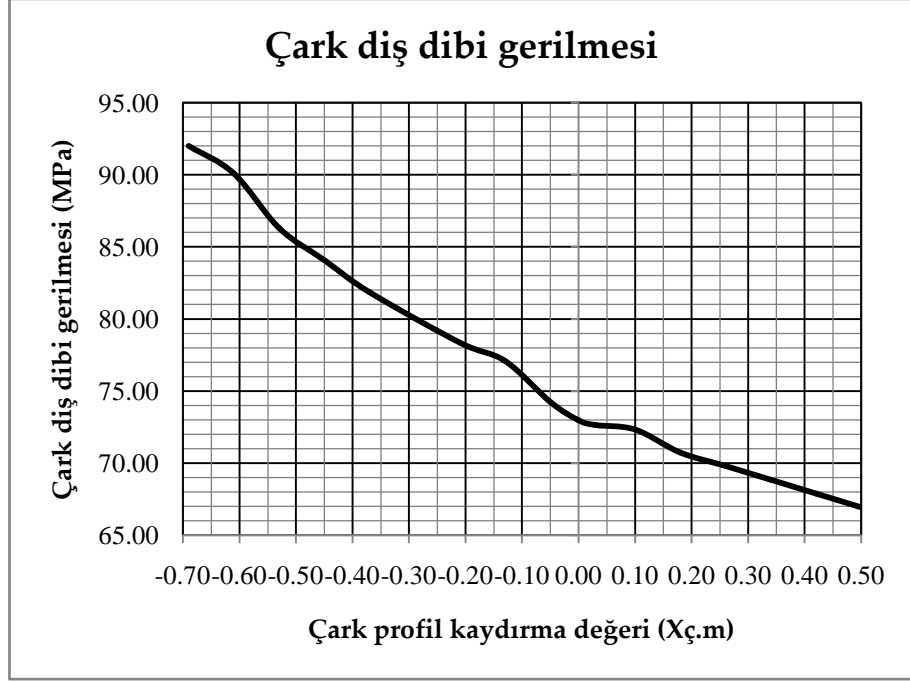
Profil kaydırma oranını paylaşdırmak için kullanılan bağıntıda sıfır dişli için $x_1 + x_2 = 0$ oranı kullanılırsa;

$$x_1 \approx \frac{x_1 + x_2}{2} + \left(0,5 - \frac{x_1 + x_2}{2}\right) \cdot \frac{\log i_{ger}}{\log \frac{Z_1 Z_2}{100}} = \frac{0}{2} + \left(0,5 - \frac{0}{2}\right) \cdot \frac{\log 3,6875}{\log \frac{16.59}{100}} = 0,29$$

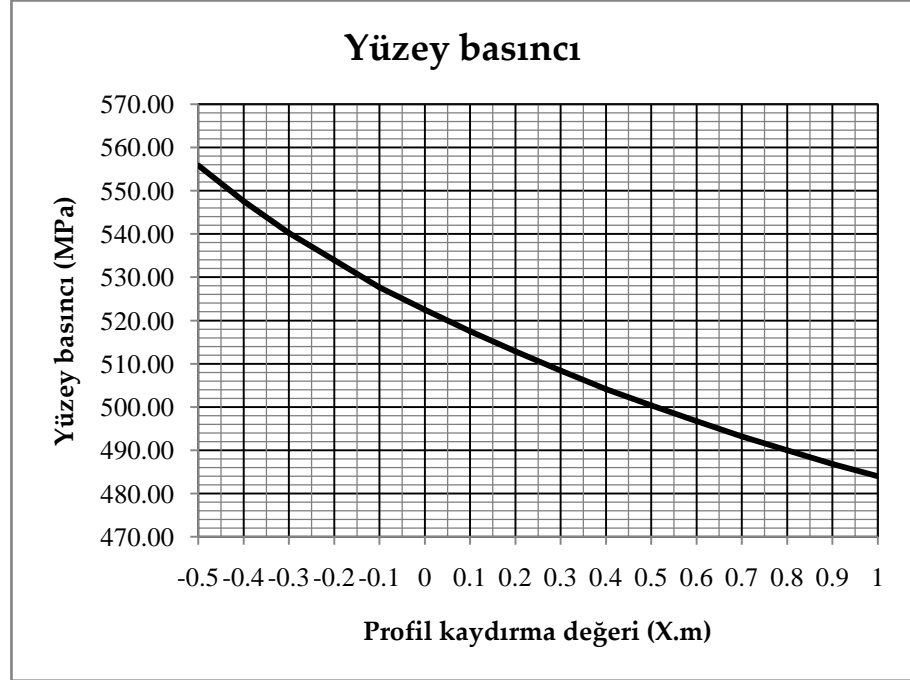
Sonucu elde edilir. Burada da sıfır dişlinin profil kaydırma oranlarının paylaşdırılması için kullanılan bağıntıyı sağlamadığı sonucu çıkarılmıştır.



Şekil 36. Pinyonun profil kaydırma oranına göre pinyonun diş dibi gerilmesindeki değişim (Analitik)



Şekil 37. Çarkın profil kaydırma oranına göre çarkın diş dibi gerilmesindeki değişim (Analitik)



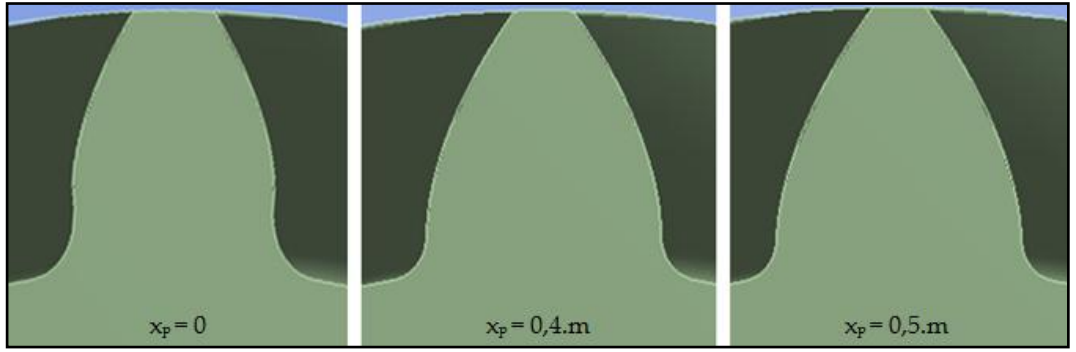
Şekil 38. Toplam profil kaydırma oranına göre yüzey basınç değişimi (Analitik)

4.2. Sayısal Metot ile Çözüm

Tablo 16’da verilen örnek problem bu bölümde sonlu elemanlar metodu kullanılarak çözülmüştür.

Geometri

Sonlu elemanlar analizi yapabilmek için önce problemin üç boyutlu geometrisi oluşturulmalıdır. Bu çalışmada dişli mekanizmaların geometrileri “GearTrax” yardımcı programı ile “SolidWorks” paket programında oluşturulmuştur. Dişli çarkın boyut özellikleri için analitik hesaplamalardan elde edilen veriler kullanılmıştır. Şekil 39’da pinyon dişli geometrisinden örnekler verilmiştir.



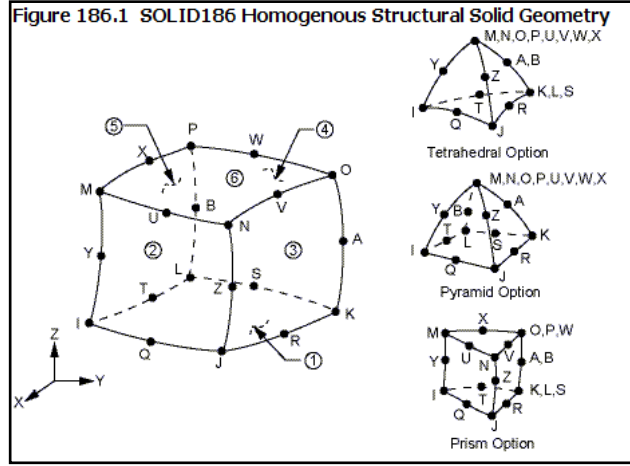
Şekil 39. Analizlerde kullanılan pinyon dişli geometrisi ($Z_p=16$, $m=5$, $\beta=15^\circ$)

Sonlu elemanlar modeli

Geometriyi oluşturduktan sonra bu geometriyi temsil edebilmek için düğüm noktaları ve elemanlar kullanılarak oluşturulan modele sonlu elemanlar modeli denir.

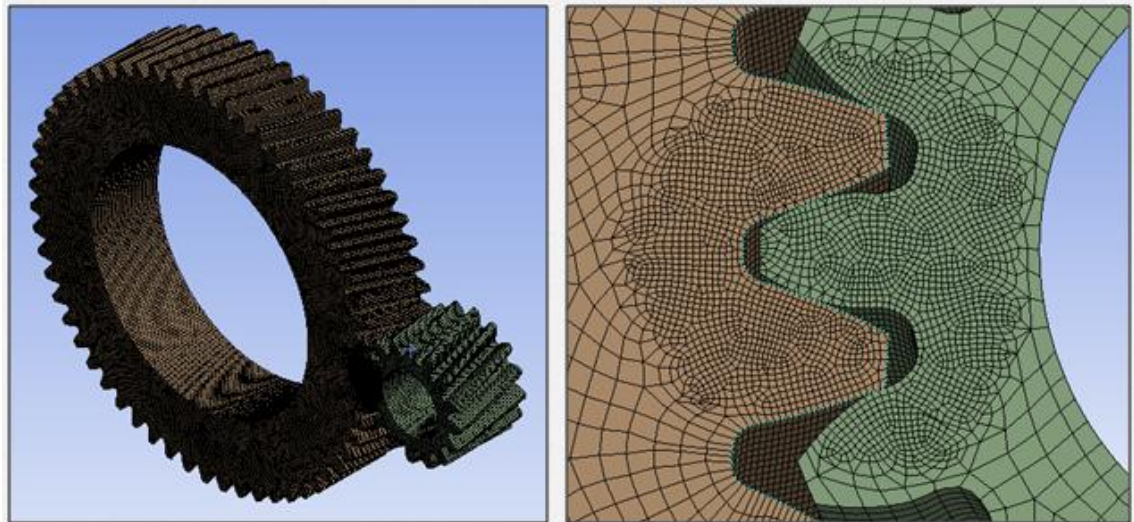
Çeşitli analiz programlarına ait eleman tipleri vardır. Yapılmak istenen sonlu elemanlar analizleri için o analizin şartlarını sağlayabilecek eleman tipi seçilmelidir. Bu çalışmadaki tüm modellerde, ANSYS kütüphanesinde bulunan ara düğüm noktalarına sahip genel bir eleman tipi olan üç boyutlu yapısal katı eleman SOLID186 kullanılmıştır. Her bir SOLID186 elemanın üzerinde 20 düğüm noktası bulunmaktadır. Düğüm noktalarının fazla oluşu her ne kadar çözüm zamanını ve bilgisayar gereksinimini arttırsa da daha gerçeğe yakın çözüm alabilmek için önemlidir. SOLID186 eleman tipi ANSYS’ in en genel eleman tiplerinden biri olmakla beraber birçok analiz türünü ve özelliği desteklemektedir. Daha fazla bilgi için “ANSYS Help”

incelenebilir [ANSYS HELP]. Şekil 40'ta SOLID186 eleman tipinin gösterimi verilmiştir.



Şekil 40. ANSYS SOLID186 eleman tipi

Bu çalışmada incelenecek olan tüm modellerde elemanların kenar uzunlukları, genel olarak 2mm, dişlilerin birbirleriyle temas ettiği bölgelerde ise 0,5mm olarak kullanılmıştır. Her bir model için toplam düğüm noktası sayısı iki milyonun üzerinde, toplam eleman sayısı ise beş yüz binin üzerindedir. Şekil 41'te sıfır dişli için oluşturulan sonlu elemanlar modeli görülmektedir.

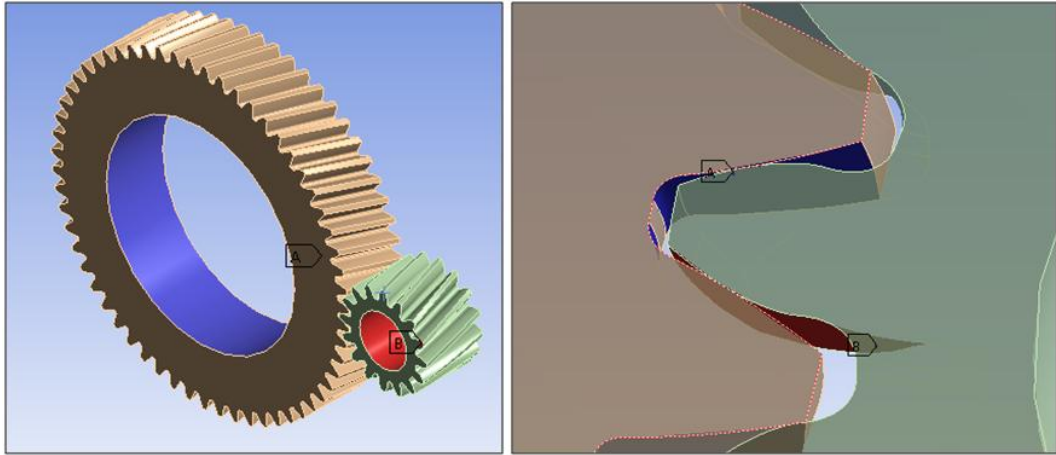


Şekil 41. Sıfır dişli için örnek sonlu elemanlar modeli

Sınır şartları

Sonlu elemanlar analizinin bir diğer aşaması sınır şartlarının tanımlanmasıdır. Analitik çözümde elde edilen $M_b = 286,624Nm$ burulma momenti Şekil 42’de ilk resimde görülen pinyonun ortasındaki kırmızı yüzeyden saat yönünde uygulanmıştır. Analizde denge kurulabilmesi ve gerilmelerin okunabilmesi için çarkın ortasında görülen mavi yüzeyin tüm serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır.

Dişlilerin birbirleri ile temas ettikleri yüzeylere ise kontaklar tanımlanmıştır. Şekil 42’de ikinci resimde görülen kontaklar birbirleri arasında kayabilme ve ayrılabilme özelliğine sahiptir. Kontakların bu özelliği yüzünden analiz tipi non-lineerdir. Tanımlanan kontakların birbiri içerisine penetrasyonu kısıtlanmış olup, kontak formülasyonu olarak yüzeylerin aralarında kayıp ayrılabilme özelliği ile en uyumlu çalışan “*Augmented Lagrange*” formülasyonu seçilmiştir.



Şekil 42. Sınır şartları ve temas yüzeyleri

Sonuçlar

Analitik hesabını yaptığımız örneğin -0,5m negatif profil kaydırmalı dişli mekanizması, 0 dişli mekanizması, 0,5m ve 1m pozitif profil kaydırmalı dişli mekanizmaları için 4 farklı çözüm yapılmıştır. Her bir çözümde çıkış momenti, temas eden dişliler arasındaki kuvvet, dişler üzerindeki maksimum gerilmeler ve oluşan maksimum yüzey basınçları hesaplanmıştır. Sonuçlar Tablo 20’deki gibidir.

Tablo 20. Profil kaydırılmış mekanizmaların sayısal çözüm sonuçları

Toplam kaydırma oranı	Pinyon prof. kay. oranı	Çark prof. kay. oranı	Pinyon diş dibi gerilmesi	Çark diş dibi gerilmesi	Yüzey basıncı	Çıkış momenti	Temas noktasındaki teğetsel kuvvet	Temas noktasındaki bileşke kuvvet
X	X _P	X _Ç	σ _P (MPa)	σ _Ç (MPa)	P (MPa)	M _Ç (N.m)	F _T (N)	F _B (N)
-0.5	0.19	-0.69	69.65	74.66	410.81	1056.5	7014.5	7614
0	0	0	76.57	66.08	363.95	1056.8	6920.4	7614.7
0.5	0.40	0.10	67.87	67.50	349.19	1056.4	6834.2	7613.9
1	0.50	0.50	66.98	65.60	344.61	1056.5	6757.4	7617.7

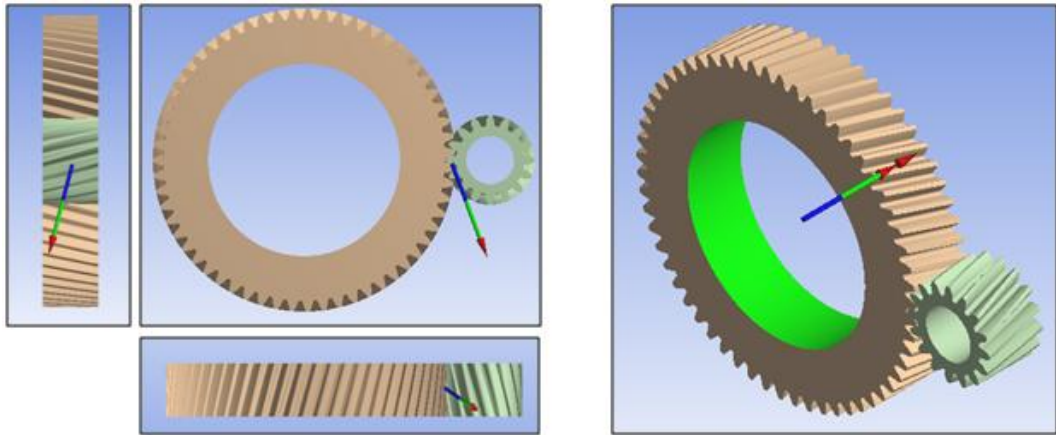
Analitik çözümde teğetsel kuvvet;

$$F_t = \frac{2M_b}{d_o} = \frac{2 \cdot 286624}{82,82} = 6921,7N$$

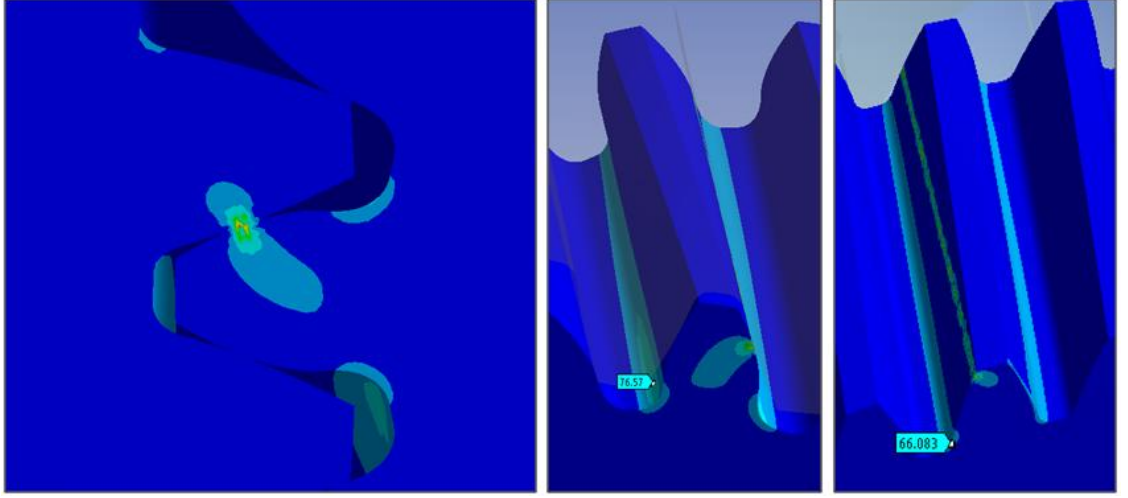
çıkış momenti ise;

$$M_{\dot{c}} = M_b \cdot i = 286,624 \cdot 3,6875 = 1056,9Nm$$

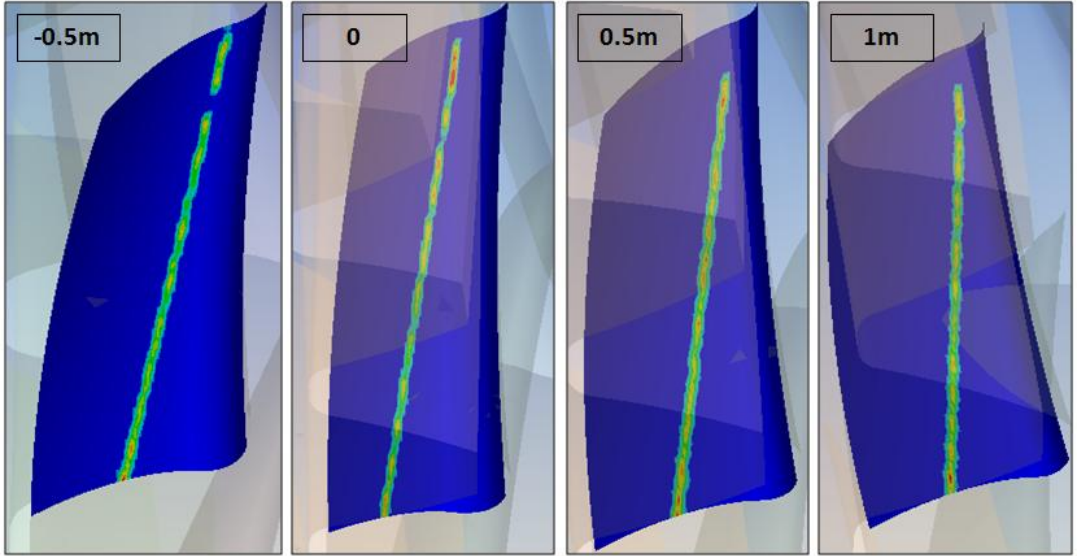
olarak hesaplamıştır.



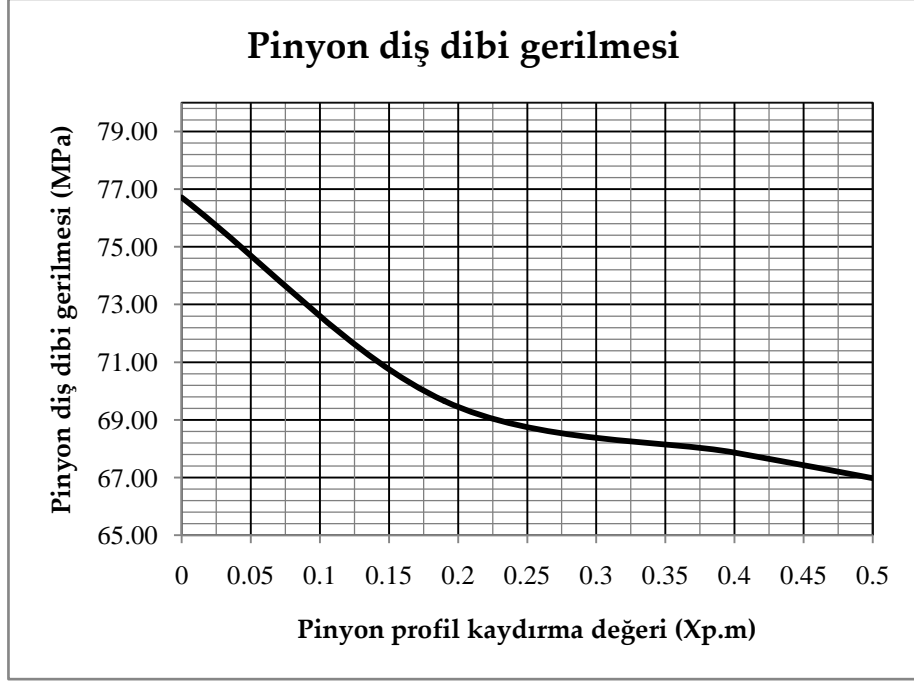
Şekil 43. Dişlere gelen kuvvetin ve mekanizmanın çıkış momentinin vektör gösterimi (0 dişli mekanizması için)



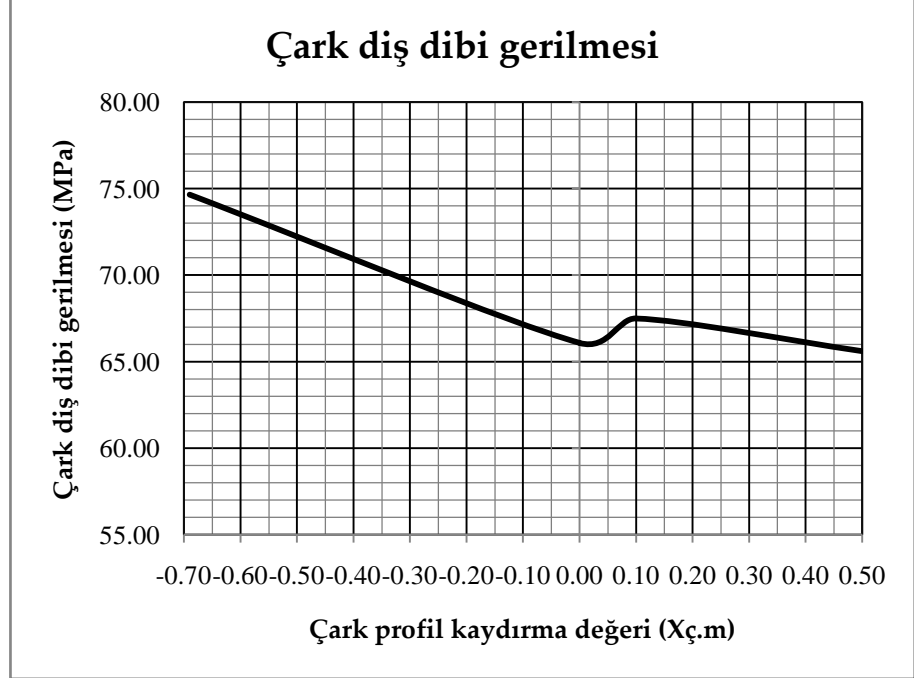
Şekil 44. Dişler üzerinde oluşan gerilme dağılımı (çift, pinyon, çark) (0 dişli mekanizması için)



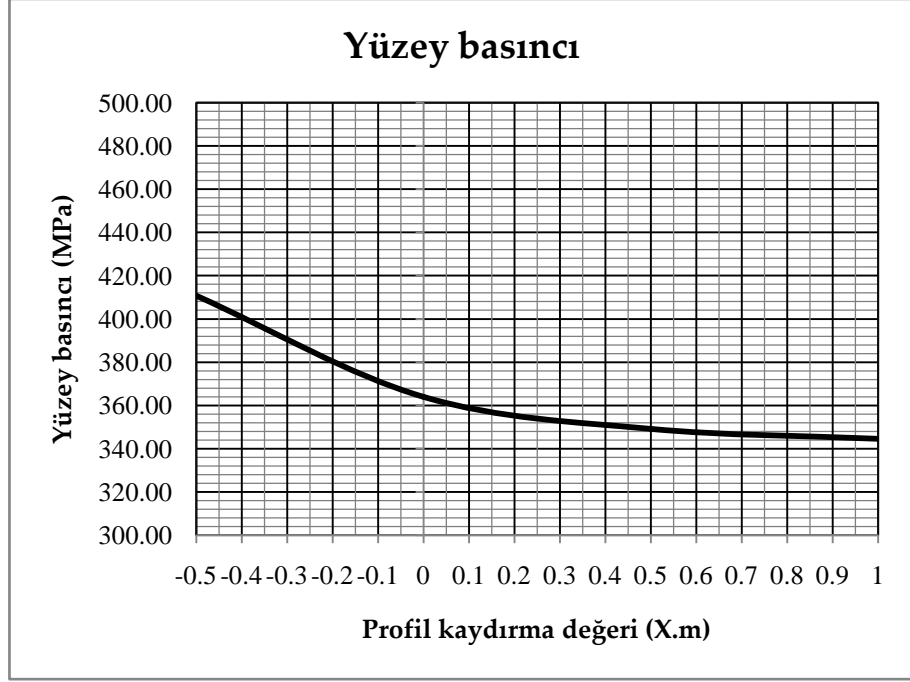
Şekil 45. Farklı kaydırma oranlarında pinyon diş yüzeyi üzerinde oluşan basınç dağılımları



Şekil 46. Pinyonun profil kaydırma oranına göre pinyonun diş dibi gerilmesindeki değişim (Sayısal)



Şekil 47. Çarkın profil kaydırma oranına göre çarkın diş dibi gerilmesindeki değişim (Sayısal)



Şekil 48. Toplam profil kaydırma oranına göre yüzey basınç değişimi (Sayısal)

4.3. Modül Bağıntılarının İncelenmesi

3.6.2. bölümünde modül hesaplayabilmek için oluşturulmuş farklı bağıntılardan bahsedilmişti. Bu bölümde de bağıntılar örnekler ile incelenecektir.

Modül hesaplayabilmek için gerekli parametrelerin bir kısmı modül belirledikten sonra ortaya çıktığından bir ön hesaplama yapılabilmesi için bazı bağıntılar ortaya atılmıştır. Kesin doğruluğu olmamak ile beraber birçok yazar farklı bağıntılar kullanmakta ve bulduğu modülü kullanarak kontrol için mukavemet hesabı yapmaktadır. Emniyetli bir sonuç elde edememesi durumunda seçtiği modülün bir üst değerini seçerek tekrar hesaplama yapmaktadır. Bazı yazarlar ise kitaplarında kontrol hesabını tekrarlamamak için hesapladığı modül değerinin bir veya iki üstündeki modül değerini seçerek tasarımına devam etmektedir. Bu yüzden bu bölümde bağıntıların incelenme gereği duyulmuştur.

Tablo 21. Modül bağıntılarının içerisinde bulunan parametreler

	<u>Gerilme</u>				<u>Basınc</u>			
	Akkurt	Cürgül	Babalık	Bozacı	Akkurt	Cürgül	Babalık	Bozacı
Helis açısı	X	X	X	X	X	X	X	X
Diş sayısı	X	X	X	X	X	X	X	X
Burulma momenti	X	X	X	X	X	X	X	X
Modüle bağlı genişlik fak.			X	X			X	X
Çapa bağlı genişlik fak.	X	X			X			
Taksimata bağlı genişlik fak.						X		
İşletme faktörü	X	X	X	X	X	X	X	X
Dinamik yük faktörü	X	X		X	X	X		X
Kavrama faktörü			X				X	
Kavrama oranı		X		X		X		X
Yük dağılım faktörü			X				X	
Form faktörü	X	X	X	X				
Malzeme faktörü					X		X	
Elastisite modülü						X		X
Yuvarlanma noktası fak.					X			
Çevrim oranı faktörü					X	X	X	X
Helis açısı faktörü					X			
Bölge faktörü							X	
Diş dibi emniyeti	X	X	X	X				
Yüzey basıncı emniyeti					X	X	X	X

Tablo 21’de modül bağıntılarının içinde bulunan parametreler verilmiştir. Tabloda verilenlerin dışında diş dibi emniyeti ve yüzey basınç emniyetinin içinde yüzey düzgünlüğü faktörü, büyüklük faktörü, çentik faktörü, güvenilirlik faktörü, ömür faktörü, zorlama faktörü ve güvenlik katsayısı yer almaktadır.

Diş dibi gerilmesine göre olan bağıntılar 1-2 değişiklik haricinde benzer bağıntılardır. Akkurt ve Cürgül çapa bağlı genişlik faktörü kullanırken, Babalık ve Bozacı modüle bağlı genişlik faktörü kullanmıştır. Akkurt bağıntısında kavrama oranıyla ilgili bir

parametre kullanmamıştır. Cürgül ve Bozacı hesaplanan kavrama oranını doğrudan, Babalık ise kavrama oranı ve helis açısını kullanarak hesapladığı kavrama faktörü olarak kullanmıştır.

Yüzey basıncına göre olan bağıntılar incelendiğinde ise Cürgül ve Bozacı hemen hemen aynı faktörleri kullanmışlardır. Tek farkları Bozacı modüle bağlı genişlik faktörünü, Cürgül ise taksimata bağlı genişlik faktörünü kullanmaktadır. Akkurt ise yine diş dibi modül hesaplama bağıntısında olduğu gibi kavrama oranı ile ilgili bir faktör kullanmamış olup, diğer bağıntılarda olmayan yuvarlanma noktası faktörü ile helis açısı faktörünü kullanmaktadır. Babalık diş dibi gerilmesine ve yüzey basıncına göre olan modül hesaplama bağlantılarında dinamik yük faktörünü doğrudan bağıntının içerisinde kullanmamıştır. Bunların dışında yük dağılım faktörü ve bölge faktörünü diş dibi gerilmesine ve yüzey basıncına göre olan modül hesaplama bağlantılarında sadece Babalık kullanmıştır.

Tüm yazarlar hemen hemen tüm faktörleri, doğrudan modül hesaplama bağıntılarında kullanmasalar da maksimum kuvvet veya diş dibi gerilmeleri gibi bilinmeyenleri hesaplarken kullanmışlardır. Bu bölümde sadece modül bağıntılarının içerisinde bulunan veya bulunmayan faktörler üzerinde durulmuştur.

Tablo 22. Modül bağıntıları için kullanılacak 1. örnek problemin verileri

iletilen güç	P	2.2 kW
giriş devri	n_1	900 dev/dk
çıkış devri	n_2	287 dev/dk
ref.profil açısı	α_o	20 °
pinyon diş sayısı	z_1	30
genişlik faktörü	ψ_d	0.5
pinyon malzemesi		St52
çark malzemesi		St52
tahrik		elektrik motoru
çalışma koşulları		orta darbeli

Tablo 23. Modül bağıntıları için kullanılacak 2. örnek problemin verileri

iletilen güç	P	37 kW
giriş devri	n_1	1200 dev/dk
çıkış devri	n_2	560 dev/dk
ref.profil açısı	α_o	20 °
pinyon diş sayısı	z_1	24
genişlik faktörü	ψ_d	1
pinyon malzemesi		St52
çark malzemesi		St52
tahrik		elektrik motoru
çalışma koşulları		ağır darbeli

Tablo 22 ve Tablo 23’de verilen problemler 2 farklı problem helis açısı 0°, 15°, 22.5° ve 30° alınarak dörder farklı mekanizma önceki problemde olduğu gibi çözülmüştür.

Ayrıca farklı durumları kıyaslayabilmek için. 1.örnekte düşük güç ve dinamik etkileri az olan bir sistem seçilmiştir. 2. Örnek ise daha yüksek güç aktarımı yapan ve dinamik etkileri yüksek olan sistemi zorlayan faktörlerin daha büyük olan bir örnektir.

Sonuçlar Tablo 24 ve Tablo 25’te verilmiştir.

Tablo 24. 1. örnek problemin sonuçları

P=2.2KW, Z ₁ =30, Z ₂ =94					
$\beta=0^\circ$ ($\sigma_{em}=114.74N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)			$\beta=15^\circ$ ($\sigma_{em}=114.74N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)		
Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül	Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül
Akkurt	1.43	2.51	Akkurt	1.40	2.38
Cürgül	1.76	2.62	Cürgül	1.74	2.50
Babahk	1.26	2.44	Babahk	1.23	2.29
Bozacı	1.19	2.54	Bozacı	1.13	2.43
Seçilen modül	2.75		Seçilen modül	2.5	
Yüzey basıncı	175.92 N/mm ²	Emniyetli	Yüzey basıncı	189.25 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	2.5		Seçilen modül	2.25	
Yüzey basıncı	203.71 N/mm ²	Emniyetli değil	Yüzey basıncı	224.8 N/mm ²	Emniyetli değil
Seçilen modül	1.5		Seçilen modül	1.5	
Diş dibi gerilmesi	99.95 N/mm ²	Emniyetli	Diş dibi gerilmesi	86.90 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	1.25		Seçilen modül	1.25	
Diş dibi gerilmesi	179.92 N/mm ²	Emniyetli değil	Diş dibi gerilmesi	156.41 N/mm ²	Emniyetli değil

$\beta=22.5^\circ$ ($\sigma_{em}=114.74N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)			$\beta=30^\circ$ ($\sigma_{em}=114.74N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)		
Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül	Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül
Akkurt	1.36	2.23	Akkurt	1.30	2.02
Cürgül	1.71	2.36	Cürgül	1.68	2.16
Babahk	1.19	2.11	Babahk	1.13	1.88
Bozacı	1.07	2.29	Bozacı	0.98	2.10
Seçilen modül	2.5		Seçilen modül	2.25	
Yüzey basıncı	193.52 N/mm ²	Emniyetli	Yüzey basıncı	188.55 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	2.25		Seçilen modül	2	
Yüzey basıncı	224.8 N/mm ²	Emniyetli değil	Yüzey basıncı	226.77 N/mm ²	Emniyetli değil
Seçilen modül	1.5		Seçilen modül	1.5	
Diş dibi gerilmesi	83.12 N/mm ²	Emniyetli	Diş dibi gerilmesi	77.92 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	1.25		Seçilen modül	1.25	
Diş dibi gerilmesi	119.69 N/mm ²	Emniyetli değil	Diş dibi gerilmesi	127.50 N/mm ²	Emniyetli değil

Tablo 25. 2. örnek problemin sonuçları

P=37KW, Z ₁ =24, Z ₂ =52					
$\beta=0^\circ$ ($\sigma_{em}=78.14N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)			$\beta=15^\circ$ ($\sigma_{em}=78.14N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)		
Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül	Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül
Akkurt	4.47	7.52	Akkurt	4.37	7.26
Cürgül	5.08	7.85	Cürgül	5.02	7.49
Babahk	3.53	6.64	Babahk	3.44	6.23
Bozacı	3.65	7.52	Bozacı	3.48	7.18
Seçilen modül	8		Seçilen modül	8	
Yüzey basıncı	184.93 N/mm ²	Emniyetli	Yüzey basıncı	174.11 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	7		Seçilen modül	7	
Yüzey basıncı	223.43 N/mm ²	Emniyetli değil	Yüzey basıncı	212.72 N/mm ²	Emniyetli değil
Seçilen modül	4.5		Seçilen modül	4.5	
Diş dibi gerilmesi	75.18 N/mm ²	Emniyetli	Diş dibi gerilmesi	69.46 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	4		Seçilen modül	4	
Diş dibi gerilmesi	104.67 N/mm ²	Emniyetli değil	Diş dibi gerilmesi	101.10 N/mm ²	Emniyetli değil
$\beta=22.5^\circ$ ($\sigma_{em}=78.14N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)			$\beta=30^\circ$ ($\sigma_{em}=78.14N/mm^2$; $P_{em}=201.83N/mm^2$)		
Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül	Modül Hesabı	Diş Dibine Göre Modül	Yüzey Basıncına Göre Modül
Akkurt	4.24	6.95	Akkurt	4.06	6.51
Cürgül	4.95	7.06	Cürgül	4.84	6.48
Babahk	3.33	5.75	Babahk	3.18	5.12
Bozacı	3.28	6.76	Bozacı	3.01	6.21
Seçilen modül	7		Seçilen modül	7	
Yüzey basıncı	200.62 N/mm ²	Emniyetli	Yüzey basıncı	190.74 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	6		Seçilen modül	6	
Yüzey basıncı	252.23 N/mm ²	Emniyetli değil	Yüzey basıncı	232.73 N/mm ²	Emniyetli değil
Seçilen modül	4.5		Seçilen modül	4.5	
Diş dibi gerilmesi	66.44 N/mm ²	Emniyetli	Diş dibi gerilmesi	62.29 N/mm ²	Emniyetli
Seçilen modül	4		Seçilen modül	4	
Diş dibi gerilmesi	96.71 N/mm ²	Emniyetli değil	Diş dibi gerilmesi	82.42 N/mm ²	Emniyetli değil

5. SONUÇLAR VE YORUMLAR

5.1. Analitik Metot Sonuçları ve Yorumlar

Analitik çözümde kullanılan modellerde profil kaydırma oranı her mekanizma için 0,1m arttırılarak veya azaltılarak uygulanmıştır. Bu yüzden sonuçlar incelenirken yüzdesel değişimler 0,1m değerine göre hesaplanmıştır.

Eksenler arası mesafe toplam kaydırma oranına göre değişiklik göstermektedir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif profil kaydırma sonucu eksenler arası mesafe %0,26 ile %0,28 arasında değişen oranda ortalama %0,27 civarında azalma göstermiştir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu ise eksenler arası mesafede %0,25 ile %0,26 arasında değişen oranda ortalama %0,25 civarında artış görülmektedir.

Kavrama açısı da toplam kaydırma oranına göre değişiklik göstermektedir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif profil kaydırma sonucu kavrama açısı %2,04 ile %2,41 arasında değişen oranda ortalama %2,24 civarında azalma göstermiştir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu ise kavrama açısında %1,75 ile %2,01 arasında değişen oranda ortalama %1,88 civarında artış görülmektedir.

Profil kavrama oranı sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif profil kaydırma sonucu %1,40 ile %1,91 arasında değişen oranda ortalama %1,05 civarında artış göstermiştir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu ise profil kavrama oranında %0,56 ile %0,83 arasında değişen oranda ortalama %0,76 civarında azalma görülmektedir.

Pinyonun diş dibi gerilmeleri arasındaki fark, form faktörü dolayısıyla pinyonun kaydırma oranına göre değişiklik göstermektedir. Bu örnekte, toplam kaydırma oranı dişliler arasında bölüştürüldüğünde pinyon diş sayısından dolayı negatif kaydırmaya uğramamıştır. Sonuçlar sadece pozitif kaydırma için incelendiğinde sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu pinyonun diş dibi gerilmesinde %5,18 ile %5,70 arasında değişen oranda ortalama %5,44 civarında azalma görülmektedir.

Çarkın diş dibi gerilmesi çarkın form faktörü dolayısıyla çarkın kaydırma oranına göre değişiklik göstermektedir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif profil kaydırma sonucu çarkın diş dibi gerilmesi %3,48 ile %3,85 arasında değişen oranda ortalama %3,63 civarında artış göstermiştir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu

ise çarkın dış dibi gerilmesinde %1,46 ile %1,69 arasında değişen oranda ortalama %1,52 civarında azalma görülmektedir.

Profil kaydırma işleminde profil kaydırma oranı paylaştırılırken dişlilerin dış dibi mukavemetlerinin mümkün olduğunca birbirine yakın olması istenmektedir (Babalık 2006). Pinyonun ve çarkın dış dibi gerilmeleri incelendiğinde bu şartın sağlandığı da görülmüştür.

Yüzey basıncı yuvarlanma noktası faktörüne dolayısıyla kavrama açısına, bu durumda da toplam kaydırma oranına göre değişiklik göstermektedir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif profil kaydırma sonucu yüzey basıncı %1 ile %1,28 arasında değişen oranda ortalama %1,14 civarında artış göstermiştir. Sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu ise yüzey basıncında %0,74 ile %0,95 arasında değişen oranda ortalama %0,83 civarında azalma görülmektedir.

5.2. Sayısal Metot Sonuçları ve Yorumlar

Sayısal çözümde kullanılan modellerde profil kaydırma oranı her mekanizma için 0,5m arttırılarak veya azaltılarak uygulanmıştır. Yine de sonuçlar incelenirken karşılaştırma yapılabilmesi için yüzdesel değişimler analitik çözümde olduğu gibi 0,1m değerine göre hesaplanmıştır.

Sayısal metot ile hesaplanan modellerde bileşke kuvvet, analitik metot ile hesaplanan kuvvete göre %0,001 ile %0,004 arasında değişiklik göstermektedir. Çıkış momenti ise analitik yöntem ile bulunan sonuca göre %0,004 ile %0,009 değişiklik göstermektedir. Bu değerlerdeki sapmanın nedeni sayısal çözümlerde kullanılan modellerin sonlu elemanlar ağının rijitliğinin değişkenliğinden kaynaklanmaktadır.

Teğetsel kuvvetler karşılaştırılacak olursa, analitik hesaplanan teğetsel kuvvete göre negatif kaydırmada artış, pozitif kaydırmada ise azalma olduğu görülmektedir. Artma ve azalma eğilimindeki değişim her 0,1m profil kaydırma oranına göre %0,23 ile %0,27 civarındadır. Bileşke kuvvetlerin değişmediği kabul edilirse, negatif kaydırma yönünde teğetsel kuvvet artmakta olduğundan radyal ve eksenel kuvvetler azalmakta, pozitif kaydırma yönünde teğetsel kuvvetler azalmakta olduğundan radyal ve eksenel kuvvetlerin arttığı söylenebilir.

Sonuçlar sadece pozitif kaydırma için incelendiğinde sıfır dişliye göre, her 0,1m pozitif profil kaydırma sonucu pinyonun diş dibi gerilmesinde %2,54 ile %4,84 arasında değişen oranda ortalama %3,42 civarında azalma görülmektedir.

Sıfır dişliye göre, her 0,1m negatif veya pozitif profil kaydırma sonucu çarkın diş dibi gerilmesi %0,15 ile %2 arasında değişim göstermiştir. Değişim Şekil 47' deki grafik incelendiğinde negatif kaydırmada artış, pozitif kaydırmada azalma olduğu görülmektedir.

Yüzey basıncı sıfır dişliye göre, her 0,1m profil kaydırma sonucu %0,53 ile %2,58 oranında değişim göstermektedir. Negatif kaydırma yönünde yüzey basıncı artmakta, pozitif kaydırma yönünde yüzey basıncı azalmaktadır.

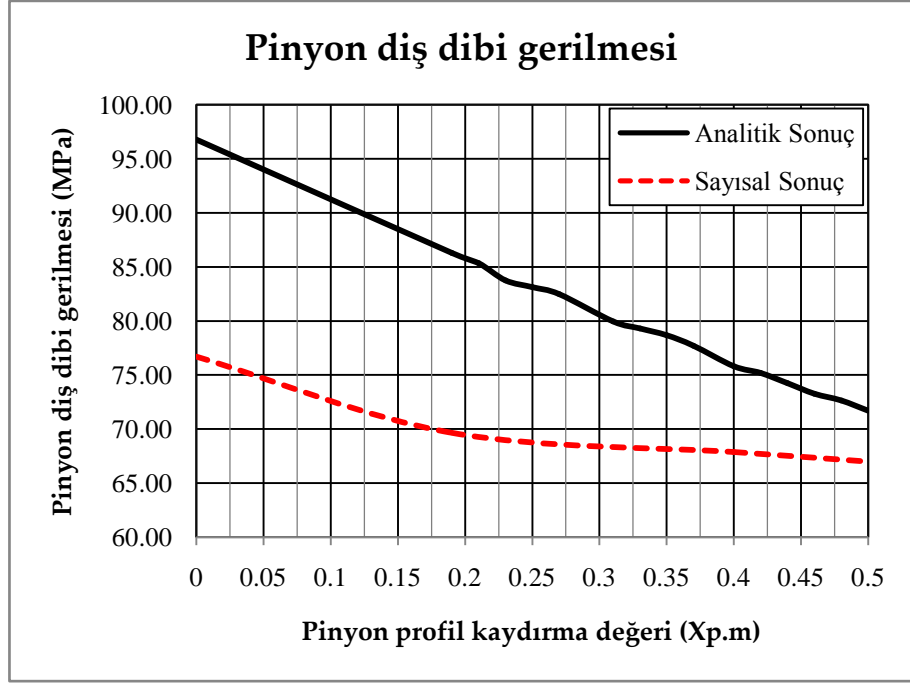
5.3. Analitik ve Sayısal Metot Sonuçlarının Karşılaştırılması

Analitik ve sayısal metotlar ile elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında analitik sonuçların sayısal sonuçlardan daha yüksek değerlerde olduğu görülmektedir. Bunun nedeni, analitik hesaplamaların en kritik durum için yapılması ve çeşitli faktörlerin hesaplamalara dahil edilmesidir. Şekil 49 ve Şekil 50 incelendiğinde sonuçlar arasındaki farkların negatif kaydırmadan pozitif kaydırmaya doğru azaldığı görülmektedir.

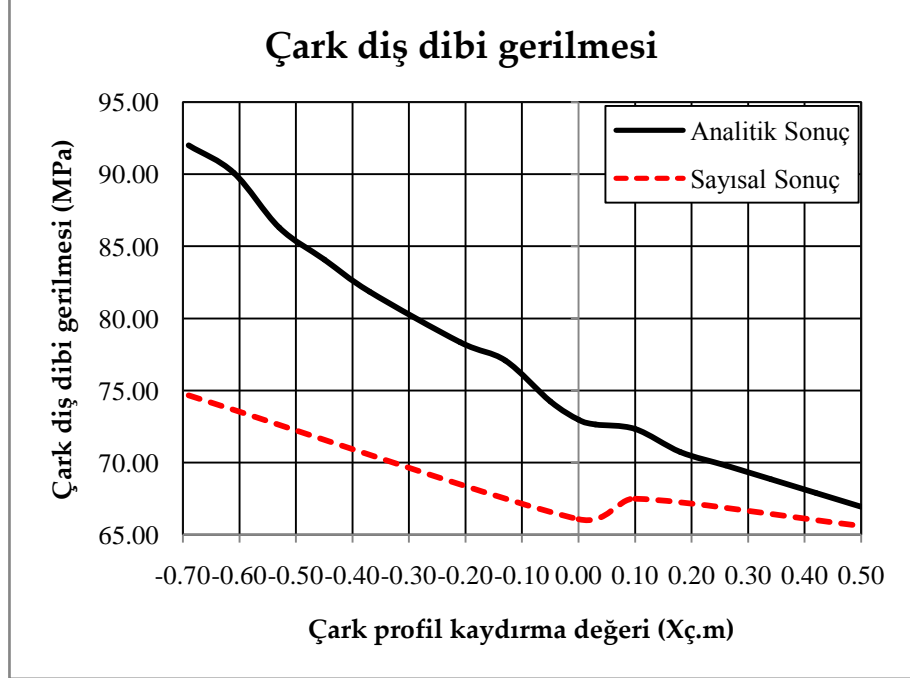
Pinyonun diş dibi gerilmesi sıfır dişli için %20.72 oranında değişim gösterirken, 0.5m pozitif profil kaydırıldığı zaman değişim %6.58 oranındadır.

Çarkın diş dibi gerilmesi çark dişlisinin -0,69m negatif kaydırma yapıldığında %18.85 oranında değişim gösterirken, 0.5m pozitif profil kaydırma yapıldığı zaman değişim %2 oranındadır.

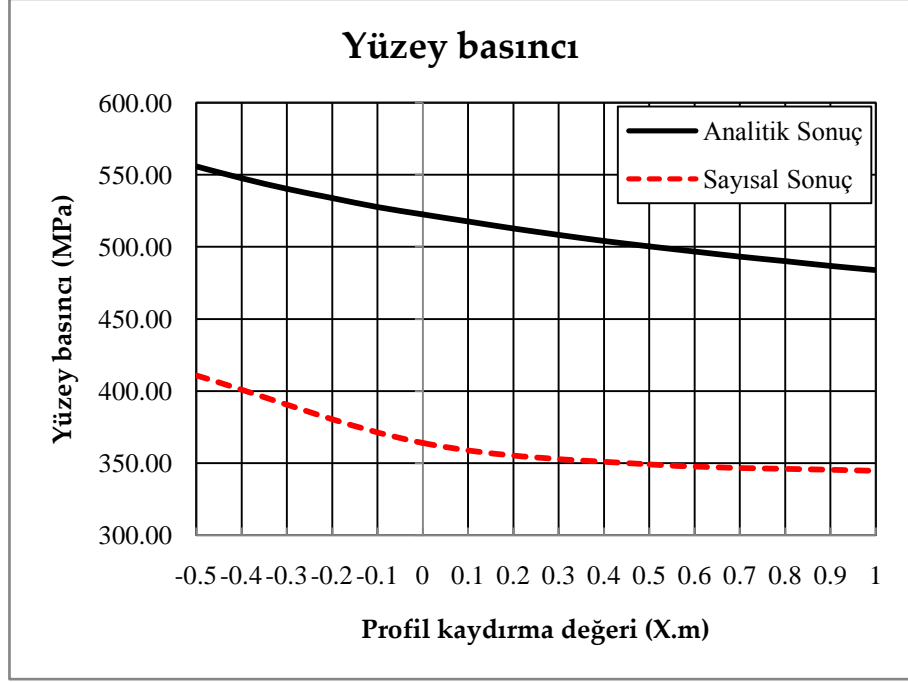
Yüzey basıncı sayısal çözümde analitik çözüme göre %26.10 ile %30.34 civarında azalma göstermiştir.



Şekil 49. Pinyonun diş dibi gerilmesinin analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması



Şekil 50. Çarkın diş dibi gerilmesinin analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması



Şekil 51. Yüzey basıncının analitik ve sayısal çözümlerinin karşılaştırılması

5.4. Modül Bağıntılarının İncelenmesi

Kullanılan örneklere göre Tablo 24 ve Tablo 25'teki sonuçlar genel olarak incelendiğinde;

Diş dibine göre mekanizmayı emniyetli yapan minimum modül değeri Akkurt bağıntısından elde edilmiştir. Cürgül sekiz çözümde de mekanizmayı emniyetli yapan minimum modülün bir üst değerini, Babalık ve Bozacı ise bir veya iki alt değerini hesaplamışlardır.

Yüzey basıncına göre modül hesapları incelendiğinde ise Akkurt, Cürgül ve Bozacı mekanizmayı emniyetli yapan minimum modül değerini hesaplamıştır. Babalık ise mekanizmayı emniyetli yapan minimum modülün bir veya iki alt değerini hesaplamıştır.

Bu örneklerden sonra yazarların kitaplarındaki örnekler de incelendiğinde Akkurt ve Bozacı, örneklerinde yaptıkları modül hesaplarından sonra emniyet kontrolü yapmaktadırlar. (Akkurt 1994, Bozacı 2004)

Cürgöl, örneğinde yaptığı modöl hesabından sonra genellikle emniyet hesabı yapmadan boyutlandırma işlemine geçmektedir. (Cürgöl 2005)

Babalık ise örneğinde modöl hesabı yaptıktan sonra emniyet hesabından önce bulduğu modölün daha garanti olması için bir veya iki üst değerinin kullanılmasını tavsiye etmektedir. (Babalık 2006)

KAYNAKLAR

- Akkurt, M. 1980.** Makina Elemanları: Güç ve Hareket İletim Elemanları, Cilt 3, Bursa Üniversitesi Basımevi, Bursa
- Akkurt, M. 1990.** Makina Elemanları, Cilt 2, Birsen Yayınevi, İstanbul
- Akkurt, M. 1994.** Makina Elemanları Problemleri, Birsen Yayınevi, İstanbul
- ANSYS 14.5 Help**
- Babalık, F.C. 2006.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara
- Babalık, F. C. 2009.** Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri, Dora Yayıncılık, Bursa
- Başkal, T. 2008.** “Genetik algoritma yardımıyla dişlilerde optimum modül seçimi ve dişlilerin boyutlandırılması” Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü doktora tezi, Ankara
- Bozacı, A. 2004.** Makine Elemanları, Cilt 2, Çağlayan Yayınevi, İstanbul
- Cürgül, İ. 2005.** Makina Elemanları ve Çözümlü Problemleri, Cilt 2, Birsen Yayınevi, İstanbul
- Erdin, E., Tuna, B., Baykasoğlu, C. 2010.** “Silindirik dişli çarklarda profil kaydırmanın diş gerilmeleri üzerine etkisinin sonlu elemanlar metodu ile incelenmesi”, 2.Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, 11-12 Kasım 2010, Balıkesir
- Fetvacı, C., İmrak, E. 2004.** “Diş dibi gerilmelerinin analizi için düz dişli çarkların sonlu eleman modellenmesi”, Gazi Üniv. Müh. Fak. Der. Cilt 19, No:2, 199-203, Ankara
- Karpat, F. 2005.** “Asimetrik evolvent dişli çarkların analizi”, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü doktora tezi, 112-118, Bursa
- Karpat, F., Çavdar, K., Babalık, F.C. 2004.** “Asimetrik evolvent düz dişlilerin bilgisayar yardımı ile tasarımı”, Uludağ Üniv. Müh.-Mim. Fak. Der. Dilt 9, Sayı 1, Bursa
- Kutay, M.G. 2006.** Dişli Çarklar ve Redüktörleri, Birsen Yayınevi, İstanbul

Litvin, F., Fuentes, A., Gonzalez-Perez, I., Carvenali, L., Kawasaki, K., Handschuh, R. 2003. “Modified involute helical gears: computerized design, simulation of meshing and stress analysis”, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, 192,3619–3655, A.B.D.

Liu, G., Parker, R.G. 2008. “Dynamic modeling and analysis of tooth profile modification for multimesh gear vibration”, *Journal of Mechanical Design*, 121402-2/Vol.130, A.B.D.

Mallesh, G., Math, V.B., Dutt, P.S. 2009. “Effect of tooth profile modification in asymmetric spur gear tooth bending stress by finite element analysis”, 14th National Conference on Machines and Mechanisms, NaCoMM-2009- ASMG18, Hindistan

Rende, H. 1997. *Makina Elemanları Hesap ve Konstrüksiyon*, Cilt 2, Seç Yayın Dağıtım, İstanbul

Simon, V. 2009. “Head-cutter for optimal tooth modifications in spiral bevel gears”, *Mechanism and Machine Theory*, 44, 1420-1435, Budapeşte, Macaristan

Yazıcıoğlu, O., Güngör, C., Yazıcıoğlu, R. 2006. *Makina Elemanları*, Nobel Yayın Dağıtım, Ankara

Yıldız S. 2005. “Dişli çarkların bilgisayar destekli gerilme analizleri”, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü yüksek lisans tezi, İstanbul

EK 1 – Evolvent Fonksiyonu ($\theta = ev\alpha = \tan\alpha - \alpha$)

α	,0	,1	,2	,3	,4	,5	,6	,7	,8	,9
10	0.001794	0.001849	0.001905	0.001962	0.002020	0.002079	0.002140	0.002202	0.002265	0.002329
11	0.002394	0.002461	0.002528	0.002598	0.002668	0.002739	0.002812	0.002887	0.002962	0.003039
12	0.003117	0.003197	0.003277	0.003360	0.003443	0.003529	0.003615	0.003703	0.003792	0.003883
13	0.003975	0.004069	0.004164	0.004261	0.004359	0.004459	0.004561	0.004664	0.004768	0.004874
14	0.004982	0.005091	0.005202	0.005315	0.005429	0.005545	0.005662	0.005782	0.005903	0.006025
15	0.006150	0.006276	0.006404	0.006534	0.006665	0.006799	0.006934	0.007071	0.007209	0.007350
16	0.007493	0.007637	0.007784	0.007932	0.008082	0.008234	0.008388	0.008544	0.008702	0.008863
17	0.009025	0.009189	0.009355	0.009523	0.009694	0.009866	0.010041	0.010217	0.010396	0.010577
18	0.010760	0.010946	0.011133	0.011323	0.011515	0.011709	0.011906	0.012105	0.012306	0.012509
19	0.012715	0.012923	0.013134	0.013346	0.013562	0.013779	0.013999	0.014222	0.014447	0.014674
20	0.014904	0.015137	0.015372	0.015609	0.015849	0.016092	0.016337	0.016585	0.016836	0.017089
21	0.017345	0.017603	0.017865	0.018129	0.018395	0.018665	0.018937	0.019212	0.019490	0.019770
22	0.020054	0.020340	0.020629	0.020921	0.021217	0.021514	0.021815	0.022119	0.022426	0.022736
23	0.023049	0.023365	0.023684	0.024006	0.024332	0.024660	0.024992	0.025326	0.025664	0.026005
24	0.026350	0.026697	0.027048	0.027402	0.027760	0.028121	0.028485	0.028852	0.029223	0.029598
25	0.029975	0.030357	0.030741	0.031130	0.031521	0.031917	0.032315	0.032718	0.033124	0.033534
26	0.033947	0.034364	0.034785	0.035209	0.035637	0.036069	0.036505	0.036945	0.037388	0.037835
27	0.038287	0.038742	0.039201	0.039664	0.040131	0.040602	0.041076	0.041556	0.042039	0.042526
28	0.043017	0.043513	0.044012	0.044516	0.045024	0.045537	0.046054	0.046575	0.047100	0.047630
29	0.048164	0.048702	0.049245	0.049792	0.050344	0.050901	0.051462	0.052027	0.052597	0.053172
30	0.053751	0.054336	0.054924	0.055518	0.056116	0.056720	0.057328	0.057940	0.058558	0.059181
31	0.059809	0.060441	0.061079	0.061721	0.062369	0.063022	0.063680	0.064343	0.065012	0.065685
32	0.066364	0.067048	0.067738	0.068432	0.069133	0.069838	0.070549	0.071266	0.071988	0.072716
33	0.073449	0.074188	0.074932	0.075683	0.076439	0.077200	0.077968	0.078741	0.079520	0.080305
34	0.081097	0.081894	0.082697	0.083506	0.084321	0.085142	0.085970	0.086804	0.087644	0.088490
35	0.089342	0.090201	0.091067	0.091938	0.092816	0.093701	0.094592	0.095490	0.096395	0.097306
36	0.098224	0.099149	0.100080	0.101019	0.101964	0.102916	0.103875	0.104841	0.105814	0.106795
37	0.107782	0.108777	0.109779	0.110788	0.111805	0.112829	0.113860	0.114899	0.115945	0.116999
38	0.118061	0.119130	0.120207	0.121291	0.122384	0.123484	0.124592	0.125709	0.126833	0.127965
39	0.129106	0.130254	0.131411	0.132576	0.133750	0.134931	0.136122	0.137320	0.138528	0.139743
40	0.140968	0.142201	0.143443	0.144694	0.145954	0.147222	0.148500	0.149787	0.151083	0.152388
41	0.153702	0.155025	0.156358	0.157700	0.159052	0.160414	0.161785	0.163165	0.164556	0.165956
42	0.167366	0.168786	0.170216	0.171656	0.173106	0.174566	0.176037	0.177518	0.179009	0.180511
43	0.182024	0.183547	0.185080	0.186625	0.188180	0.189746	0.191324	0.192912	0.194511	0.196122
44	0.197744	0.199377	0.201022	0.202678	0.204346	0.206026	0.207717	0.209420	0.211135	0.212863
45	0.214602	0.216353	0.218117	0.219893	0.221682	0.223483	0.225296	0.227123	0.228962	0.230814

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : İlhan YILMAZ
Doğum Yeri ve Tarihi : Bulgaristan / 13.09.1987
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu

Lise : Bursa Cumhuriyet Lisesi (Y.D.A.) (2001-2005)
Lisans : Kocaeli Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi
Makina Mühendisliği (2005-2009)
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Konstrüksiyon-İmalat Programı (2011-2013)

Çalıştığı Kurumlar ve Yılı

Figes Mühendislik / *Proje ve Uygulama Mühendisi* (2010-2011)
Akyapak Makina A.Ş. / *Yapısal Analiz Mühendisi* (2011-...)

İletişim (e-posta) : ilhan.ylmz@yahoo.com